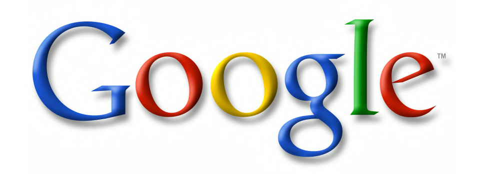
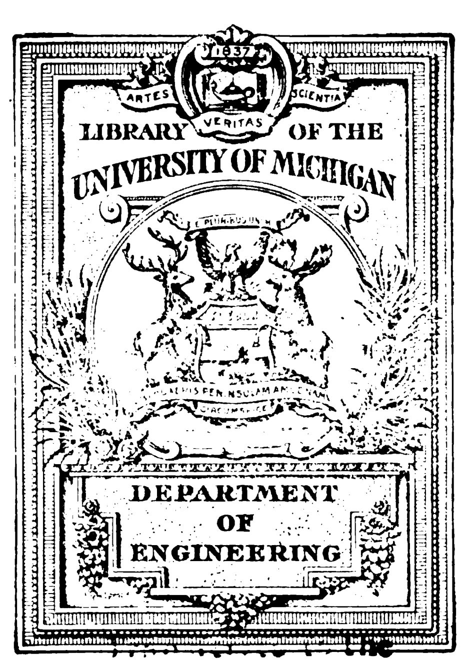



1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

Holzstiche
aus dem xylographischen Atelier
von Friedrich Vieweg und Sohn
in Braunschweig.

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Mit den nöthigen Hülfslehren aus der Analysis

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet von

Dr. phil. Julius Weisbach,

weil. Königl. sächsischer Ober-Bergrath und Professor an der sächsischen Bergakademie zu Freiberg.

Dritter Theil:

Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Zweite

verbesserte und vervollständigte Auflage

bearbeitet von

Gustav Herrmann,

Königl. Geh. Regierungsrath und Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

Dritte Abtheilung. Erste Hälfte.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1896.

Die Mechanik
der
Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Für den

Unterricht an technischen Lehranstalten
sowie zum
Gebrauche für Techniker.

Dritter Theil
von
Dr. Julius Weisbach's
Ingenieur- und Maschinen-Mechanik
bearbeitet von

Gustav Herrmann,
Königl. Geh. Regierungsrath und Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

Zweite verbesserte und vervollständigte Auflage.

Dritte Abtheilung. Erste Hälfte.

Die Maschinen zur Formveränderung.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Braunschweig,
Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.
1896.

Inhalt des dritten Theiles.

Dritte Abtheilung.

Erste Hälfte.

Zweites Capitel.

Die Maschinen zur Zertheilung.

Drittes Capitel.

Die Maschinen zur Absonderung.

Viertes Capitel.

Die Maschinen zur Formgebung durch Materialentnahme.

Vorbemerkung.

Während die in Th. II, 2 behandelten Kraftmaschinen sich nach der Art des bewegenden Mittels ungesucht in einige wenige Gruppen unterbringen lassen, und auch bei den Maschinen zur Ortsveränderung, Th. III, 2, eine ähnliche Eintheilung unschwer vorzunehmen ist, so bieten in dieser Hinsicht die Maschinen zur Formänderung viel größere Schwierigkeiten dar. Der Zweck dieser Maschinen ist so mannigfaltig und die Einrichtung derselben daher so verschieden, sowie ihre Anzahl so groß, daß eine Eintheilung dieser Maschinen in Gruppen, in denen sich jede einzelne wiederfindet, manche Bedenken hat. Aber gerade wegen der außerordentlich großen Anzahl der hierher gehörigen Maschinen ist eine sachgemäße Gruppirung derselben unumgänglich nöthig, da nur auf Grund einer solchen eine auch nur einigermaßen umfassende Behandlung derselben möglich erscheint.

Bei dem hier zur Verfügung stehenden Raume wird man nicht erwarten, daß jede einzelne der vorhandenen Arbeitsmaschinen bis in die kleinsten Einzelheiten beschrieben werden könnte, eine derartige beschreibende Darstellung, wie sie in den Büchern über mechanische Technologie und den Schriften über besondere Fabrikationszweige gefunden wird, dürfte auch dem Zwecke des vorliegenden Werkes wenig entsprechen, welches als eine Maschinenmechanik sich vornehmlich mit denjenigen Verhältnissen der Maschinen beschäftigen soll, die einer Beurtheilung nach den Grundlehren der Mechanik fähig sind. Auf eine Beschreibung der Einrichtung der einzelnen Maschinen wird dabei nur insoweit einzugehen sein, als nöthig ist, um die Wirkungsweise der einzelnen Theile zu erläutern. Auf die baulichen Einzelheiten, z. B. die Ausführungsformen der einzelnen Theile, sowie deren gegenseitige Anordnung zu einander wird wegen des beschränkten Raumes und aus sachlichen Gründen hier nur wenig Werth zu legen sein; in Betreff der einzelnen Getriebe kann vielfach auf die in Th. III, 1 über die Zwischenmaschinen angeführten Bemerkungen verwiesen werden. Dagegen wird vorzugsweise auf die mit dem eigentlichen Zwecke der Maschinen in

engem Zusammenhange stehende *eigenartige Wirkungsweise* derselben Gewicht zu legen sein, soweit dieselbe einer Untersuchung nach den Regeln der Mechanik zugänglich ist.

Demgemäß erscheint es auch geboten, eine Eintheilung der Arbeitsmaschinen auf Grund ihrer *Wirkungsart* der folgenden Behandlung unterzulegen, derart, daß alle diejenigen Maschinen als zusammengehörig besprochen werden, welche demselben *Zwecke* dienen. Eine solche Eintheilung, wie sie ebenfalls der vergleichenden Technologie zu Grunde gelegt wird, ist im Folgenden versucht worden, und wenn auch nicht verkannt werden soll, daß sich gegen dieselbe manche Einwendungen geltend machen lassen, so hat sie doch der folgenden Besprechung zum Anhalt gedient, da eine andere Eintheilung bisher nicht bekannt geworden ist und überhaupt wohl der Versuch einer allgemeinen Behandlung der Mechanik für die Maschinen zur Formänderung noch vereinzelt dastehen dürfte.

Nach dem Zwecke der hier in Betracht kommenden Maschinen lassen sich dieselben in folgende Gruppen vertheilen:

1. Maschinen zur *Zerkleinerung*.

Hierher sind alle diejenigen Maschinen zu rechnen, welche, wie z. B. die Mahlmühlen, die Stoffe durch Zerstörung ihres Zusammenhanges in kleinere Theile zerlegen, so zwar, daß es hierbei wesentlich nur auf die Zerkleinerung überhaupt, nicht aber auf eine bestimmte Form der Theilstücke ankommt.

2. Maschinen zur *Zertheilung*.

Auch diese Maschinen, zu denen z. B. die Sägewerke zu rechnen sind, bewirken eine Zerlegung von Stoffen in einzelne Theile durch Ueberwindung ihres Zusammenhanges, so jedoch, daß diese Theile eine ganz bestimmte Form haben, in deren Darstellung der eigentliche Zweck der Arbeit zu erkennen ist.

3. Maschinen zur *Absonderung*.

Hierher gehören alle diejenigen Maschinen, welche die Trennung *verschiedener Körper* gleichen oder verschiedenen Materials von einander bewirken, je nachdem diese Körper sich durch ihre Größe, Gestalt, Dichte, ihren Aggregatzustand oder in sonst einer Art von einander unterscheiden. Diese Maschinen, zu denen beispielsweise alle Siebwerke gehören, sollen den Zusammenhang der einzelnen Theile eines und desselben Stoffes nicht aufheben.

4. Maschinen zur Formgebung durch *Entnahme von Massentheilchen*.

Diese Maschinen, denen die Mehrzahl der Metall- und Holzbearbeitungsmaschinen zuzurechnen ist, sollen aus rohen Arbeitsstücken Gegenstände von bestimmter Form durch Abtrennung einzelner Theile (Späne) herstellen.

5. Maschinen zur Formgebung durch Verschiebung von Massentheilchen.

Diesen, insbesondere für dehnbare Stoffe anwendbaren Maschinen sind beispielsweise alle Prägwerke beizurechnen.

6. Maschinen zur Formgebung durch Lagenveränderung von Körpern.

Als Beispiele hierfür können die Spulmaschinen und Wickelvorrichtungen der Spinnereien angeführt werden.

7. Maschinen zur Vereinigung von Stoffen.

Außer den Misch- und Knetmaschinen gehören hierher die zum Spinnen, Walken und Filzen dienenden Vorrichtungen.

8. Maschinen zur Verbindung verschiedener Körper.

Die Webstühle und verwandten Einrichtungen zur Verarbeitung der Fäden bilden den Hauptbestandtheil dieser Gruppe.

9. Maschinen zur Bearbeitung der Oberfläche von Körpern.

Diese Gruppe umfaßt vornehmlich die verschiedenen Maschinen zur Ausführung der sogenannten Vollendungsarbeiten an gewerblichen Erzeugnissen.

Wenn vorstehend versucht worden ist, die in überaus großer Zahl bekannt gewordenen Arbeitsmaschinen in die obigen neun Classen einzutheilen, so muß doch bemerkt werden, daß eine solche Eintheilung in aller Strenge nicht durchgeführt werden kann. Es findet sich bei näherer Betrachtung, daß sehr viele Maschinen vermöge ihrer Wirksamkeit streng genommen in mehr als eine dieser Gruppen gewiesen werden müßten. So z. B. bewirkt eine Kattundruckmaschine auch die Vereinigung oder Verbindung der verschiedenen Stoffe des Zeuges und der Farbe, weswegen sie in Gruppe 7 oder 8 gehören würde. In gleicher Art könnte man eine Kalanderwalze wegen des durch sie bewirkten Niederdrückens der Fasern als zur Gruppe 5 gehörig betrachten und eine Polierscheibe wegen des Abstoßens feiner Massentheilchen den Maschinen der Gruppe 4 zurechnen. Trotzdem sind alle diese genannten Maschinen als in die Gruppe 9 gehörig angesehen worden, da ihr Zweck wesentlich in der Veränderung von Oberflächen besteht, und die genannten außerdem von ihnen erzielten Wirkungen nebensächliche sind. Es ist überhaupt in derartigen zweifelhaften Fällen der Wirkungsweise der vornehmliche Zweck der Maschinen bei ihrer Einreihung in die einzelnen Gruppen ausschlaggebend gewesen.

Es giebt ferner eine große Anzahl von Arbeitsmaschinen, welche dazu bestimmt sind, gleichzeitig mehrere der vorgedachten Wirkungen auszuüben. Eine Feinspinnmaschine z. B. verändert nicht nur die Dicke und Länge, also die Form des Vorgespinnstes durch Verschiebung der Fasern an einander, entsprechend der Gruppe 5, sondern sie vereinigt auch die Fasern, gemäß Nr. 7, zu einem Faden und bringt endlich diesen Faden durch Lagenände-

rung in die Form der Spule, welche Arbeitsthätigkeit den Maschinen der Gruppe 6 zukommt. In solchen Fällen sind die verschiedenen Arbeitsthätigkeiten und die dazu dienenden Theile gesondert betrachtet; beispielsweise ist in dem angeführten Falle die Verziehung des Vorgarnes bei den Streckwerken in Gruppe 5, die Drahtgebung bei den Spindeln in Gruppe 7 und die Spulenbildung unter Nr. 6 besprochen. Wenn auch bei einer solchen Behandlung die Beschreibung der vollständigen Maschinen naturgemäß an Einheitlichkeit verlieren muß, so war doch eine Bewältigung des überaus reichhaltigen Stoffes ohne vielfache Wiederholungen nicht wohl anders möglich, und eine solche Behandlung schien um so weniger bedenklich, als hier überhaupt nicht eine beschreibende Maschinenlehre, sondern eine Mechanik der Arbeitsmaschinen gegeben werden sollte.

Man wird wohl überhaupt immer auf eine vollkommene und allen Anforderungen streng genügende Eintheilung der so verschiedenen Arbeitsmaschinen verzichten müssen, und in Ermangelung der vollkommenen sich mit der möglichen, wenn auch nicht ganz strengen Eintheilung begnügen dürfen, sofern nur der damit überhaupt beabsichtigte Zweck erreicht wird, über das ganze weite Gebiet der Arbeitsmaschinen einen sicheren und schnellen Ueberblick zu gewinnen. Weil die oben angedeutete Eintheilung diesen Zweck zu erfüllen schien, ist sie der folgenden Besprechung der Arbeitsmaschinen zu Grunde gelegt worden.

Erstes Capitel.

Die Maschinen zur Zerkleinerung.

Zerkleinerung überhaupt[1]). Der Zweck, welchen man bei der §. 1. Zerkleinerung von Stoffen erreichen will, kann ein verschiedener sein. Zunächst kann es für gewisse Stoffe von gleichförmiger innerer Beschaffenheit lediglich darauf ankommen, die Stückgröße der einzelnen Theile möglichst zu verringern, d. h. den Stoff in ein mehr oder minder feines Pulver, bezw. in Staub zu verwandeln, weil eine solche Form für die mechanische oder chemische Wirkung des Stoffes erwünscht ist. Beispielsweise zerkleinert man Coaks oder Holzkohlen in Eisengießereien, um mit dem erhaltenen feinen Pulver die Sandformen gleichmäßig zu bestäuben; andererseits werden Salze, Gewürze u. s. w. in möglichst feine Vertheilung gebracht, um durch die hiermit verbundene Vergrößerung der Oberfläche die Wirksamkeit dieser Stoffe zu erhöhen oder zu beschleunigen. Dies ist auch der Grund für die Zerkleinerung von Düngypps und von Traß, welcher, dem gewöhnlichen Mörtel beigemengt, demselben die Eigenschaften des Wassermörtels in um so höherem Grade ertheilt, je kleiner seine Korngröße und je gleichmäßiger seine Vertheilung ist. Zur Herstellung möglichst gleichmäßiger Gemenge verschiedener Stoffe wird immer zunächst eine thunlich weitgehende Zerkleinerung derselben vorzunehmen sein.

In sehr vielen anderen Fällen, insbesondere fast immer dann, wenn der Stoff aus verschiedenartigen Massentheilen zusammengesetzt ist, dient die Zerkleinerung als ein Mittel, um eine Absonderung dieser verschiedenen Bestandtheile von einander zu ermöglichen. Aus diesem Grunde findet die Zerkleinerung eine so allgemeine Anwendung bei der sogenannten Aufberei-

[1]) S. u. A. die schöne Arbeit: „Ueber Zerkleinerungsmaschinen“ von Hermann Fischer, Ztschr. D. Ing. 1886.

tung der Erze in Hüttenwerken, wobei es im Wesentlichen darauf ankommt, die guten, metallhaltigen Bestandtheile von den nicht schmelzwürdigen Erdarten oder tauben Gangarten zu trennen. Wie diese Trennung selbst vorgenommen werden kann, soll in dem darüber handelnden Capitel näher besprochen werden, hier sei nur so viel angeführt, daß eine derartige Sonderung verschiedener Substanzen entweder auf Grund des verschiedenen specifischen Gewichtes oder auf Grund der verschiedenen Korngröße der einzelnen Bestandtheile vorgenommen werden kann.

Das erstere, d. h. die Trennung der Bestandtheile nach ihrer verschiedenen Dichte, findet vornehmlich bei der Zugutemachung der Erze Verwendung, und man wird hierbei im Allgemeinen die Erzielung einer möglichst gleichen Korngröße in der zerkleinerten Masse anzustreben haben.

Wenn dagegen die specifischen Gewichte der einzelnen Bestandtheile nicht oder nur wenig von einander abweichen, wie dies z. B. bei dem Getreide der Fall ist, so wird, da alsdann eine Trennung nur auf Grund der Korngröße vorgenommen werden kann, die Zerkleinerung dahin streben müssen, die verschiedenen Substanzen in ungleichem Grade zu zerkleinern. Bei den Getreidekörnern z. B., bei welchen das den inneren Kern bildende Material von einzelnen Hüllen aus anderer Substanz umgeben ist, wird die Zerkleinerung derartig vorgenommen, daß von der Oberfläche der einzelnen Körner die Schale in kleinen Theilen abgestoßen wird, welche dann von den größeren Kernstücken getrennt werden können. Es ist ersichtlich, daß hierbei die Zerkleinerung der Getreidekörner allmälig durch wiederholt auf einander folgende Bearbeitung vorgenommen werden muß, so daß nach jeder einzelnen Zerkleinerung zunächst die Absonderung der dabei abgestoßenen Oberflächentheilchen vorgenommen wird, ehe die folgende weitere Zerkleinerung stattfindet.

Zuweilen kann in Stoffen, die aus verschiedenartigen Bestandtheilen zusammengesetzt sind, die eigenthümliche Structur oder die verschiedene Widerstandsfähigkeit der Bestandtheile eine Zerkleinerung derselben in verschiedenem Grade befördern, wie dies z. B. bei den Stampfwerken und Schleudermaschinen häufig beobachtet wird. Denkt man sich nämlich einen solchen aus einem festeren und einem leichter zerbrechlichen Bestandtheile zusammengesetzten Körper einer Stoßwirkung ausgesetzt, welche wohl genügt, um den leichter zerbrechlichen, nicht aber um den festeren Theil zu zertrümmern, so wird vornehmlich der erstere einer Zerkleinerung ausgesetzt sein.

In solchen Fällen, wo die mit einander vereinigten Stoffe verschiedene Aggregatzustände haben, wie dies beispielsweise bei den Oelfrüchten der Fall ist, handelt es sich immer um eine möglichst weit gehende Zerkleinerung, d. h. hier Zerstörung der zellenförmigen Structur, weil erfahrungsmäßig

die Trennung der Flüssigkeiten von dem festen Zellengewebe um so leichter und vollständiger vor sich geht, je weiter die Zerkleinerung getrieben wurde.

In manchen anderen Fällen dagegen hat man bei der Zerkleinerung auf möglichste Erhaltung der den Stofftheilchen eigenthümlichen Form zu achten, z. B. will man bei der Bereitung des Papierzeuges aus den Lumpen oder dem Holze bezw. dem Stroh keineswegs einen feinen Staub erzielen, sondern es wird dabei beabsichtigt, die faserige Beschaffenheit der Masse thunlichst zu erhalten und nur die Feinheit der Fasern zu erhöhen, ohne sie der Länge nach zu zerreißen. Die hierzu dienenden Mittel müssen daher so gewählt werden, daß sie geeignet sind, nur den geringeren Widerstand zu überwinden, welchen die Fasern einer Spaltung oder Trennung senkrecht zu der Richtung ihrer Länge darbieten, ohne daß ein Zerreißen der Fasern stattfindet.

Jede Zerkleinerung eines Körpers ist als eine bleibende Formänderung desselben anzusehen. Ehe eine solche eintritt, findet natürlich zunächst eine Formänderung innerhalb der Elasticitätsgrenze statt und erst bei einem weiter darüber hinausgehenden Angriffe wird die Formänderung zu einer bleibenden. Für den Fall, daß die Beanspruchung des zu zerkleinernden Körpers die Elasticitätsgrenze nicht überschreitet, wird der Zusammenhang natürlich auch nicht unterbrochen, und alsdann ist die zu der gedachten Beanspruchung aufgebrauchte mechanische Arbeit ganz nutzlos verwendet und muß als ein Verlust angesehen werden. Dieser Fall findet immer statt, wenn von den der Zerkleinerung unterworfenen Körpern nur gewisse zerkleinert, andere unverändert gelassen werden, was eine Folge der Verschiedenheit an Größe, Form oder innerer Beschaffenheit sein kann, und nach dem Vorstehenden häufig beabsichtigt wird. Es geht daraus hervor, daß dieser Verlust an Arbeit um so geringer ausfällt, je kleiner die Masse der Theile ist, welche einer Zerkleinerung entzogen bleiben.

Zweifellos ist auch die Geschwindigkeit, mit welcher der Angriff auf einen Körper erfolgt, von wichtigem Einflusse auf die Zerkleinerung, wenn es auch im Allgemeinen nicht möglich ist, den Einfluß dieser Geschwindigkeit rechnerisch zu verfolgen. Es kommt ferner insbesondere bei Zerkleinerungen durch Stoß wesentlich die Größe derjenigen Masse in Betracht, durch welche eine gewisse Wirkung in das Innere des zu zerkleinernden Körper übertragen werden muß. Ist diese Masse klein, wie z. B. wenn ein Hammerschlag auf die Ecke oder Kante eines Steinwürfels trifft, so können die Spannungen in dem zunächst getroffenen Material so groß werden, daß ein Abspringen der Ecke oder Kante eintritt, während derselbe Hammerschlag auf die Seitenfläche des Würfels geführt, in dem letzteren nur Anstrengungen hervorruft, welche innerhalb der Elasticitätsgrenze verbleiben, so daß die aufgewendete Arbeit für den Zweck der Zerkleinerung ganz verloren ist. Dieser Umstand ist insbesondere für die durch Druck- und Stoßwirkung herbeizuführende

Zerkleinerung von Vortheil, indem die zu zerkleinernden Körper selten in ausgedehnteren Flächen, sondern meistens nur in einzelnen hervorragenden Punkten angegriffen werden.

Aus den wenigen vorstehenden Bemerkungen geht hervor, daß die zum Zerkleinern verschiedener Stoffe dienenden Maschinen und Werkzeuge ihrer Einrichtung und Wirksamkeit nach sehr verschieden sein müssen, und daß für die Auswahl der einen oder anderen Maschine zu einem bestimmten Zwecke vornehmlich die Beschaffenheit des zu zerkleinernden Materials maßgebend sein wird, indem dieselbe Maschine, welche beispielsweise für ein sprödes Material ausgezeichnete Dienste leistet, möglicherweise für einen zähen dehnbaren Körper ganz unbrauchbar ist. In dieser Hinsicht wird nur an der Hand der Erfahrung die geeignete Wahl zu treffen sein.

§. 2. **Zerkleinerungsarbeit.** Die Ermittelung der zu einer gewissen Zerkleinerung einer bestimmten Materialmenge erforderlichen mechanischen Arbeit ist nur in den seltensten Fällen auf dem Wege der Rechnung vorzunehmen. Die Vorgänge bei der Zerkleinerung sind so verwickelte, sowohl von der Beschaffenheit des zu zerkleinernden Stoffes, wie von der Art des Zerkleinerungsverfahrens abhängige, daß man sich zur Bestimmung der in einem vorliegenden Falle erforderlichen Arbeit vorzugsweise auf etwa vorliegende Erfahrungen wird stützen müssen. Leider sind entsprechende, der Erfahrung entnommene Angaben nur in verhältnißmäßig geringem Umfange zu finden, und in vielen Fällen ist die Brauchbarkeit der bekannt gewordenen Angaben eine sehr beschränkte, insofern meistens nicht angegeben ist und oft auch nicht genau angegeben werden kann, bis zu welchem Grade die Zerkleinerung vorgenommen wurde.

Daß die zur Zerkleinerung einer gewissen Menge eines bestimmten Stoffes erforderliche Arbeit wesentlich von dem Grade der Zerkleinerung, d. h. also von der Feinheit des erzielten Erzeugnisses abhängt, darf als selbstverständlich angesehen werden. In Bezug auf diese Abhängigkeit hat man bisher vielfach angenommen, daß die aufzuwendende Arbeit im geraden Verhältniß zu der Größe der *Trennungsfläche* stehe, welche bei der Zerkleinerung auftritt.

Dieses Gesetz, welches von v. *Rittinger*[1]) für die Zerkleinerung als maßgebend und u. A. auch von *Fink*[2]) als gültig angesehen wird, beruht also auf der Annahme, daß bei der Zerkleinerung irgend eines bestimmten Stoffes *für jede Einheit der Trennungsfläche eine bestimmte mechanische Arbeit* aufgewendet werden müsse.

[1]) Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. *Ritter von Rittinger*.

[2]) „Theorie der Walzwerke" von Prof. *Fink*, Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1874, S. 200.

Es ist das Verdienst Kick's [1]), durch umfangreiche Versuche nachgewiesen zu haben, daß dieses Gesetz nicht zutreffend ist, daß mit der Trennungsfläche zwar die Größe der die Trennung hervorrufenden Kraft proportional ist, die Arbeit aber, welche unter gleichen Umständen zur Zerkleinerung verschieden großer Mengen desselben Körpers erforderlich ist, mit dem Volumen oder Gewicht dieser Mengen im geraden Verhältniß steht. Das betreffende Gesetz drückt Kick folgendermaßen aus:

„Die Arbeitsgrößen, welche zu übereinstimmender Formänderung „zweier geometrisch ähnlicher und materiell gleicher Körper erfordert „werden, verhalten sich wie die Volumen oder Gewichte dieser Körper."

Dieses Gesetz kann als eine Erweiterung der in Th. I bei der Betrachtung der absoluten Stoßfestigkeit gefundenen Beziehung angesehen werden, welcher zufolge die von verschiedenen Körpern aufgenommenen mechanischen Arbeiten bei gleicher Anspannung der Fasern mit den Volumen oder Gewichten dieser Körper im geraden Verhältnisse stehen. Dieses Verhalten wurde an gedachter Stelle nur für Beanspruchungen innerhalb der Elasticitätsgrenze als gültig erkannt; nach den Versuchen von Kick erstreckt sich die Gültigkeit auch über die Elasticitätsgrenze hinaus bis zum Bruche, wenn die ausgesprochene einschränkende Bedingung erfüllt ist, daß die in Vergleich gebrachten Körper geometrisch ähnlich sind und die Formänderungen übereinstimmend, d. h. mit geometrisch ähnlichen Werkzeugen und annähernd gleicher Geschwindigkeit vorgenommen werden.

Die Versuche Kick's ergaben u. A., daß die Arbeit, welche zum Zerschlagen eines auf fester Unterlage ruhenden Körpers durch einen fallenden Hammer ausgeübt werden muß, auch genau gleich derjenigen Arbeit ist, welche der fortgeschleuderte Körper in Form von lebendiger Kraft in sich enthalten muß, um bei dem Anprallen gegen eine feste Fläche zu zerschellen. Nennt man mit Kick diejenige Arbeit A, welche ein aus bestimmtem Stoffe und in bestimmter Form (Kugel) hergestellter Körper von dem Gewichte 1 kg zur Zertrümmerung gebraucht, den Bruchmodul dieses Körpers, so erfordert nach dem aufgestellten Gesetze ein geometrisch ähnlicher Körper gleichen Materials von dem Gewichte G kg, bei übereinstimmender Inangriffnahme zur Zertrümmerung die mechanische Arbeit:

$$A\,G \text{ Meterkilogramm.}$$

Man kann sich die Maßzahl A auch als diejenige Höhe in Metern denken, von welcher der Körper vom Gewichte gleich einem Kilogramm herabfallen muß, um beim Aufschlagen auf eine feste Platte zu zerschellen, diese Höhe nennt Kick die Bruchhöhe des Körpers. Aus dem angeführten Gesetze folgt, daß diese Bruchhöhe für alle geometrisch ähn-

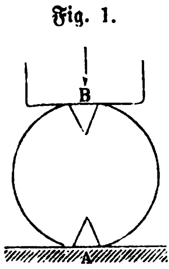
[1]) Kick, Gesetz der proportionalen Widerstände, 1885.

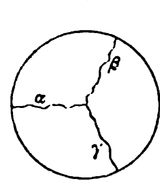
lichen Körper aus demselben Stoffe dieselbe ist. Wenn sich daher bei den Versuchen gezeigt hat, daß z. B. gußeiserne Kugeln von einem gewissen Durchmesser bei der einer Bruchhöhe $A = 200$ m zugehörigen Fallgeschwindigkeit $v = \sqrt{2 . 9{,}81 . 200} = 62{,}6$ m zerschellten, so genügt diese Geschwindigkeit auch, um jede beliebig große gußeiserne Kugel in derselben Weise ebenfalls zu zerschellen.

Man erkennt die Wichtigkeit dieses Ergebnisses für den Fall, in dem es sich darum handelt, durch Versuche an kleinen Probestücken ein Urtheil über die zum Zerkleinern größerer Massen erforderliche Arbeit zu gewinnen.

Das vorstehend über die Bruchhöhe Angeführte ist auch geeignet, die Unzulässigkeit der oben erwähnten älteren Annahme zu erhärten, der zufolge die aufzuwendende Arbeit proportional mit der Größe der Trennungsfläche sein soll. Nach den Versuchen Kick's zerbricht nämlich eine durch Schlag zertrümmerte Kugel regelmäßig in drei Stücke, nach Fig. 1, indem der Druck von den beiden Angriffsstellen A und B aus sich in das Innere der Kugel durch zwei sich bildende Druckkegel fortpflanzt, welche nach der Art von Keilen die Kugel aus einander sprengen, so daß dieselbe ziemlich regelmäßig nach den Flächen α, β, γ zerbricht. Gesetzt, es sei die Größe dieser Bruchflächen zusammen für eine Kugel von 1 cm Durchmesser zu F qcm bestimmt, und es möge h die Bruchhöhe sein, von welcher die Kugel herabfallen muß, um beim Aufschlagen zu bersten, so daß also die zur Zertrümmerung erforderliche Brucharbeit durch Gh mkg dargestellt ist, wenn G das Gewicht der Kugel bedeutet. Denkt man jetzt eine Kugel aus demselben Material von dem $n$fachen Durchmesser, also dem Gewichte $n^3 G$ kg, so wird die Bruchfläche derselben gleich $n^2 F$ sein, und es müßte daher jener Annahme zufolge zur Zertrümmerung dieser Kugel eine Arbeit von $n^2 Gh$ mkg erforderlich sein. Da nun aber das Eigengewicht dieser Kugel durch $n^3 G$ kg ausgedrückt ist, so genügte hierzu eine Fallhöhe von $\frac{n^2 G h}{n^3 G} = \frac{h}{n}$ m.

Fig. 1.





Hiernach würde man zu dem ganz unwahrscheinlichen Ergebnisse gelangen, daß, wenn z. B. eine Gußeisenkugel von 1 cm Durchmesser bei einer Fallhöhe von 200 m zerschellt, die hierzu erforderliche Fallhöhe bei einem Durchmesser von 10 cm nur 20 m und bei einem Durchmesser von 1 m gar nur 2 m betragen dürfte, wenn die gedachte Annahme zutreffen sollte, wonach der Arbeitsaufwand im geraden Verhältnisse zur Bruchfläche steht.

Diese Annahme wird daher nicht zulässig sein, man wird vielmehr mit Kick voraussetzen müssen, daß der Arbeitsaufwand mit dem Gewichte oder Rauminhalte des zerkleinerten Körpers proportional ist, eine Unterstellung, welche sich übrigens auch, abgesehen von den Ergebnissen der Kick'schen Versuche, aus allgemeinen Betrachtungen als sehr wahrscheinlich ergiebt. Bei jeder Zerkleinerung eines Körpers wird nämlich immer eine gewisse Kraft die Zerstörung des Zusammenhanges hervorrufen, sei dies nun eine Druckkraft bei dem Zerschlagen oder eine Zugkraft beim Zerreißen des Körpers. Diese Kraft wird, bis die Zerstörung erfolgt, auf einem gewissen Wege wirksam sein, welcher von der bis dahin stattgehabten Formänderung abhängt, also etwa der linearen Zusammendrückung oder Ausdehnung des Körpers entspricht. Sei der mittlere Werth dieser Kraft für einen gewissen Körper von bestimmten Abmessungen durch P kg ausgedrückt, und bezeichne s den gedachten Weg, so kann man die erforderlich gewesene Arbeit zu Ps mkg annehmen. Für einen geometrisch ähnlichen Körper, dessen Dimensionen die n fachen sind, folgt dann eine mittlere Druckkraft von $n^2 P$ und ein Weg derselben von ns, so daß hierfür die Arbeit durch $n^3 Ps$ ausgedrückt ist, d. h. die in beiden Fällen aufzuwendenden Arbeiten verhalten sich wie die Rauminhalte $1 : n^3$ oder wie die Gewichte der gleichartigen Körper.

Die Versuche haben übrigens ergeben, daß die zur Zerkleinerung erforderliche Arbeit wesentlich von der Art des Angriffs, namentlich von der Form des Körpers und des angreifenden Werkzeuges abhängig ist. So zeigte sich z. B. bei dem Zerschlagen von Kugeln, daß die erforderliche Arbeit viel größer ausfiel, sobald der aufschlagende Hammer anstatt mit einer ebenen Bahn, mit einer geringen Vertiefung versehen war, so daß die Kugel nicht in einem Punkte, sondern in einer gewissen Kreisfläche getroffen wurde. Man kann sich dies etwa dadurch erklären, daß die Druckkegel in Fig. 1 in Folge der gedachten Angriffsweise stumpfer ausfallen und daher weniger leicht ein Zersprengen der Kugel bewirken. Es ist hieraus ersichtlich, wie wichtig es ist, die Werkzeuge der durch Stoß oder Druck zerkleinernden Maschinen, z. B. die Backen der Steinbrecher und die Schuhe von Erzstampfern, aus möglichst hartem Material herzustellen, weil sich bei weicherem Material leicht durch die Wirkung selbst geringe Vertiefungen herstellen, welche eine unnöthige Vergrößerung der Arbeit veranlassen, ganz abgesehen davon, daß natürlich auch die Abnutzung dieser Werkzeuge um so größer ausfällt, je weicher das Material ist, aus welchem sie gefertigt wurden.

Wurde anstatt einer Kugel ein Würfel durch den Schlag auf eine Seitenfläche zerschlagen, so ergab sich der Bruchmodul des Gußeisens gegen 40 mal so groß, wie der für Kugeln gefundene, ein Beweis dafür, daß die Form der zu zerkleinernden Körper für die zum Zerdrücken derselben erforderliche Arbeit von ganz erheblichem Einflusse ist.

§. 3. **Absetzende und ununterbrochene Wirkung.** In Hinsicht der Beschickung mit rohem und der Entleerung von zerkleinertem Stoffe lassen sich die Zerkleinerungsmaschinen in solche mit ununterbrochener und solche mit absetzender Wirkung unterscheiden. Während bei den ersteren Maschinen fortwährend einerseits das rohe noch zu zerkleinernde Material in dem Maße zugeführt wird, in welchem andererseits der zerkleinerte Stoff entfernt wird, kommt bei der zweiten Art von Maschinen mit absetzender Wirkung jedesmal eine bestimmte Menge des Stoffes in die Maschine, um in derselben bis zur genügenden Zerkleinerung zu verbleiben, worauf die Entleerung und nach dieser eine neue Beladung der Maschine erfolgt.

In mehr als einer Hinsicht sind diese letzteren Maschinen mit absetzender Wirkung den ununterbrochen arbeitenden gegenüber unvortheilhaft. Abgesehen davon, daß während der Zeit der Entleerung und neuen Beschickung die Maschinen, welche in diesem Falle zuweilen ganz still gestellt werden müssen, keine nützliche Arbeit verrichten, wodurch also die Leistungsfähigkeit herabgezogen wird, ist auch mit der postenweisen Verarbeitung des Materials fast immer ein größerer Verlust an mechanischer Arbeit und eine geringere Gleichförmigkeit der Zerkleinerung verbunden. Den größeren Arbeitsverlust kann man sich, wie folgt, erklären. Die Zerkleinerung eines Körpers, welcher Art dieselbe auch sein möge, kann nur in der Art vor sich gehen, daß auf den Körper eine gewisse Kraft P wirkt, die zur Aufhebung des Zusammenhanges genügt. Diese Einwirkung ist aber nur möglich, wenn der Körper der gedachten Kraft einen genau gleichen und entgegengesetzten Widerstand $-P$ entgegensetzen kann. Dieser Widerstand wird, z. B. beim Zerschlagen eines Körpers auf einem Amboß, durch den Widerstand des letzteren dargeboten. Denkt man sich aber den Körper auf einen nicht genügend widerstandsfähigen Grund gestellt, so ist ein Ausweichen möglich, welchem der Körper nur vermöge seiner Trägheit und der auftretenden Bewegungshindernisse einen gewissen Widerstand entgegensetzt. Ist dieser Widerstand nun geringer als jene zur Zerkleinerung des Körpers erforderliche Kraft, so wird der Körper nicht zerkleinert. Die Folge davon ist, daß die aufgewendete Arbeit für den beabsichtigten Zweck verloren geht, indem dieselbe lediglich durch die bei dem gedachten Ausweichen auftretenden Widerstände in der Unterlage aufgezehrt wird. So hat man es sich beispielsweise zu erklären, warum ein Kieselstein auf einem festen Amboße durch einen verhältnißmäßig leichten Schlag zertrümmert wird, während ein viel kräftigerer Hammerschlag denselben auf einen Haufen feinen Sandes gelegten Stein nicht zerbricht. In dem letzteren Falle wird die ganze zu dem Schlage aufgewendete Arbeit durch Bewegungen im Innern der Sandmasse aufgezehrt, welche wie ein nachgiebiges Polster angesehen werden kann.

Ganz ähnlich sind nun die Verhältnisse in vielen Fällen der postenweisen Zerkleinerung, z. B. bei dem Stampfen in Stampfgruben, und bei dem Vermahlen auf Kollergängen. Ein gewisser Theil der Masse wird schnell zerkleinert sein, diese Masse bildet dann für die noch unzerkleinerten Theile das nachgiebige Polster, und es wird hierdurch außer dem Arbeitsverluste eine ungleichmäßige und mangelhafte Zerkleinerung veranlaßt, indem die kleineren Theile, zu deren Zertrümmerung eine geringere Kraft erforderlich ist, unnöthig weiter zerkleinert werden, während die größeren Theile der Zerkleinerung entzogen bleiben. Hieraus erklärt es sich, warum man beispielsweise zum Zerstoßen einer gewissen Menge eines Stoffes in einem Mörser eine so erhebliche Zeit gebraucht.

Aus diesen Gründen sind die gedachten Maschinen mit absetzender Wirkung ihrem Wesen nach als unvortheilhafte Arbeitsmittel anzusehen, und man hat sich deshalb mehrfach, z. B. bei den Kugelmühlen, bemüht, eine Verbesserung dadurch zu erzielen, daß man eine ununterbrochene Wirkung ermöglicht.

Zu- und Abführung. Damit die Maschinen mit ununterbrochener Wirkung möglichst vortheilhaft arbeiten, ist es nöthig, daß die Zuführung des Materials thunlichst gleichmäßig und die Abführung des zerkleinerten Stoffes hinreichend schnell geschehe. Wenn der letzteren Bedingung nicht gehörig genügt wird, so stellen sich die vorgedachten Uebelstände der absetzend arbeitenden Maschinen auch hier in geringerem Maße ein, indem alsdann die der Maschine zugehenden, noch nicht zerkleinerten Körper mit dem schon zerkleinerten Material zusammentreffen, und eine Verdrängung des letzteren durch die ersteren stattfinden muß. Dieser Uebelstand liegt z. B. vor bei den ohne sogenannte Ventilation arbeitenden Mahlgängen, wie sie früher allgemein üblich waren. Sobald man dazu überging, bei diesen Mahlgängen zwischen den arbeitenden Flächen einen Luftstrom hindurchzuführen, erreichte man dadurch nicht nur eine größere Gesammtleistung, sondern auch eine vortheilhaftere Ausnutzung der aufgewendeten Arbeit. Man muß den Grund hiervon nach dem Vorstehenden darin erblicken, daß durch den erzeugten Luftstrom eine lebhafte Entfernung der schon genügend zerkleinerten Masse bewirkt wird. Hiermit steht die geringere Erwärmung des Mahlgutes in engem Zusammenhange, denn abgesehen davon, daß die durchgeführte Luft durch Aufnahme von Wärme unmittelbar abkühlend wirkt, eine Wirkung, derentwegen allein ursprünglich die Ventilation eingeführt wurde, muß außerdem die durch die aufgewendete Arbeit erzeugte Wärme auf eine größere Menge des Mahlgutes sich vertheilen, so daß auch aus diesem Grunde die Erwärmung geringer ausfällt.

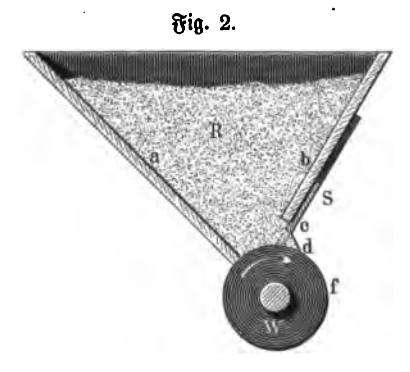
In manchen Fällen, z. B. bei der Anwendung der Quetschwalzen und Steinbrecher, genügt schon das Eigengewicht des zerkleinerten Stoffes, um

denselben aus der Maschine herausfallen zu lassen, in anderen, z. B. bei den Mahlgängen, wird die Entleerung wesentlich durch die Fliehkraft befördert, auch ist hierbei der Verlauf der in den Mahlflächen angebrachten Furchen oder Hauschläge von Einfluß, wieder in anderen Fällen, wie bei den Stampfwerken, verwendet man Wasser, welches, durch die Masse hindurchfließend, alle feineren Theile mit sich fortschwemmt und nur die gröberen zurückläßt. Diese verschiedenen Mittel zur Entfernung der zerkleinerten Masse sollen bei der Besprechung der einzelnen Maschinen noch besonders berücksichtigt werden.

Behufs einer stetigen Speisung der Maschinen mit ununterbrochenem Betriebe verwendet man fast allgemein die Schwerkraft, indem man die zu zerkleinernden Stoffe unmittelbar in die Maschinen einfallen läßt. Um hierbei genau bestimmte Mengen einführen zu können, bedarf es eines besonderen Mittels zur Regulirung. Hierzu dienen hauptsächlich zwei Vorrichtungen und zwar: entweder Vertheilungswalzen oder geneigte Zuführrinnen.

Vertheilungs- oder Speisewalzen können nur für solche Stoffe verwendet werden, die aus kleineren Stücken oder Körnern bestehen, wie z. B. Getreide. Von der Wirkungsweise einer solchen Speisewalze giebt Fig. 2 eine Erläuterung. Die liegende, glatt abgedrehte Walze W bildet den unteren Abschluß des trichterförmigen Rumpfes R, in welchen das Beschickungsmaterial von oben eingetragen wird. Während die eine Wand a des Rumpfes bis dicht an die Walze heranreicht, bleibt die andere b um eine gewisse Größe davon zurück, so daß zwischen ihr und der Walze eine gewisse freie Oeffnung besteht, deren Größe vermittelst des Schiebers S geregelt werden kann. Die in dem Rumpfe befindliche Masse tritt durch diese Oeffnung nach außen, so daß ihre Oberfläche cd gegen den Horizont unter dem Böschungswinkel ϱ geneigt ist, welcher dem Material zugehört. Eine Speisung findet erst statt, sobald die Walze in der Richtung des Pfeiles umgedreht wird, wodurch das vor der Oeffnung auf der Walze liegende Material mitgenommen wird, bis es bei f heruntergleitet. Da die Schieberkante bei c wie ein Abstreichmesser wirkt, so wird die Menge des aus dem Rumpfe heraustretenden Stoffes durch

Fig. 2.

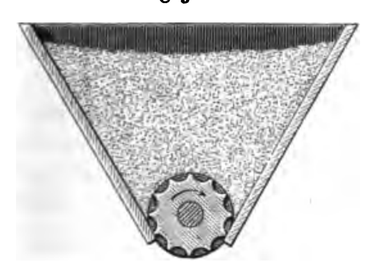


$$Q = lev$$

ausgedrückt, wenn l die Länge der Schlitzöffnung in der Richtung der Walze, e die lichte Weite senkrecht zum Walzenumfange und v die Geschwindigkeit im Umfange der Walze ist. Man erkennt hieraus, daß man die austretende Menge durch Veränderung nicht nur der Weite e mittelst des Schiebers, sondern auch der Umfangsgeschwindigkeit v der Walze reguliren kann. Jedenfalls wird man die Walze immer nur so langsam zu drehen haben, daß die zwischen ihr und dem herauszubefördernden Gut stattfindende Reibung genügt, um dem letzteren die nöthige Beschleunigung zu ertheilen, da im anderen Falle die Wirksamkeit nicht in der beabsichtigten, vorstehend beschriebenen Art stattfinden würde.

Anstatt der glatten Walze wendet man zuweilen auch, wie in Fig. 3, eine geriffelte, mit ringsum angebrachten regelmäßigen Vertiefungen versehene Walze an, welche beiderseits von den Wandungen des Rumpfes berührt wird. Die Aushöhlungen der Walze füllen sich mit dem zuzuführenden Gut und es bestimmt sich die in der Minute beförderte Masse durch

Fig. 3.



$$Q = lfz = lfun,$$

wenn f den Querschnitt, u die Anzahl der Riffeln im Umfange und n die Umdrehungszahl der Walze vorstellt, so daß in der Minute $z = un$ Aushöhlungen frei werden. Bei dieser Anordnung ist eine Regulirung der Speisemenge offenbar nur durch die Veränderung der Walzengeschwindigkeit zu erreichen. Diese letztgedachte Anordnung mit geriffelter Speisewalze wird deshalb seltener angewendet.

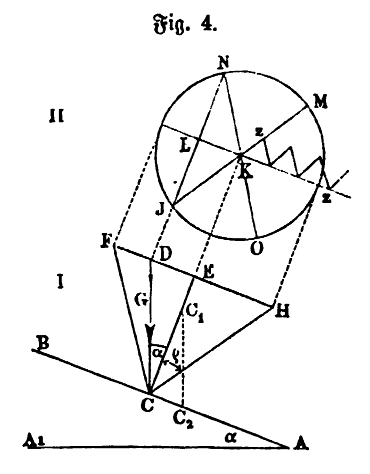
Das zweite zur Speisung dienende Mittel, eine geneigte Zuführrinne, auf welcher die Masse herabgleitet, findet vielfach Verwendung, weil es mit dem Vorzuge der Einfachheit denjenigen einer allgemeinen Anwendbarkeit auch für Materialien verbindet, welche aus so großen Stücken bestehen, daß die Anwendung einer Speisewalze hierdurch ausgeschlossen wird. Man darf aber diese Zuführrinne nicht so stark gegen den Horizont neigen, daß die darauf gelangende Masse ohne Weiteres zufolge ihrer Schwere herabgleitet, weil mit einer solchen Anordnung ein massenhaftes Herabschurren verbunden und jede Regulirung unmöglich sein würde. Man giebt der Zuführrinne vielmehr immer eine viel kleinere Neigung gegen den Horizont, als der Böschungswinkel ist, und bewirkt die abwärtsgleitende Bewegung durch kleine Erschütterungen, welche der Rinne fortwährend schnell hinter einander ertheilt werden. Von dieser rüttelnden Bewegung schreibt sich die Bezeichnung Rüttelschuh für die Zuführrinne her.

In welcher Weise die Rüttelbewegung das Abgleiten des Materials bewirkt, kann man sich folgendermaßen verdeutlichen. Es sei AB, Fig. 4 I, die Richtung der Ebene des Rüttelschuhes unter dem Winkel $A_1AB = \alpha$ gegen den Horizont geneigt und in C ruhe ein Körper vom Gewichte $DC = G$, so übt dieses Gewicht in C einen zur Ebene AB senkrechten Druck $N = EC = G \cos \alpha$ aus, welcher eine Reibung

$$EF = fN = N \tang \varrho = G \cos \alpha \tang \varrho$$

erzeugt, wenn f den Reibungscoefficienten und ϱ den Reibungswinkel bedeutet. Denkt man sich diesen Reibungswinkel ϱ in C an die Senkrechte zur Ebene AB nach allen möglichen Richtungen angetragen, so gelangt man zu einer Kegelfläche FCH, dem sogenannten Reibungskegel, deren halber Spitzenwinkel gleich dem Reibungswinkel ϱ ist. Offenbar stellt dann EF die Größe der Reibung vor, welche bei einer Abwärtsbewegung des Körpers auf der Ebene entlang BA zu überwinden ist. Da die in dieser Richtung wirksame Seitenkraft des Körpergewichtes aber nur den Betrag

Fig. 4.



$$DE = G \sin \alpha = N \tang \alpha$$

hat, so ist zur Einleitung des Abwärtsgleitens in der Richtung BA erforderlich, daß auf den Körper außerdem noch eine Kraft gleich

$$FD = N \tang \varrho - N \tang \alpha$$

ausgeübt werde. Dies kann nun derart geschehen, daß man, anstatt den Körper in der Richtung BA zu verschieben, die Unterlage nach der entgegengesetzten Richtung AB mit einer bestimmten Beschleunigung bewegt. Dieser Bewegung setzt der Körper vermöge seiner Trägheit einen Widerstand entgegen, welcher wie eine auf ihn nach der Richtung BA wirkende Kraft angesehen werden muß. Es folgt hieraus also das Abwärtsgleiten des Körpers, sobald die gedachte beschleunigende Kraft den Betrag

$$FD = N (\tang \varrho - \tang \alpha) = G \cos \alpha (\tang \varrho - \tang \alpha)$$

erreicht.

Denkt man sich daher den Schuh etwa durch eine Kurbel- oder Daumenwelle in schnelle Schwingungen nach der Richtung AB versetzt, so findet ein Abwärtsgleiten des Körpers nach Maßgabe der größeren oder geringeren Geschwindigkeit dieser Schüttelbewegung mehr oder weniger schnell statt.

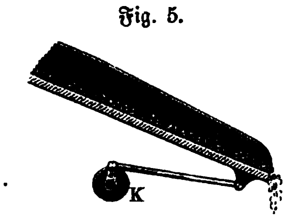
Es ist hierbei nicht gerade erforderlich, daß die Rüttelbewegung in der Richtung AB des Abfalls der Ebene des Schuhes erfolge, vielmehr wird häufig die Schwingung in der dazu senkrechten Ebene vorgenommen, und man erkennt für diesen Fall die erforderliche Größe der beschleunigenden Kraft aus Fig. 4 II, welche die Projection des Reibungskegels auf die Ebene AB des Rüttelschuhes vorstellt.

Denkt man sich nämlich, daß auf den auf dem Schuh ruhenden Körper außer der Schwerkraft noch eine Kraft ausgeübt werde, die der Richtung und Größe nach durch JL dargestellt wird, so erhält man aus dieser Kraft und dem Eigengewichte eine Mittelkraft, welche durch die Seite JK des Reibungskegels gemessen wird, und es muß eine Bewegung des Körpers in der durch diese Seite und die Axe des Kegels bestimmten Ebene erfolgen. Der Körper gleitet daher in der Richtung JM schräg abwärts, und wenn unmittelbar darauf in Folge der Rüttelbewegung die auf den Körper geäußerte Wirkung nach der entgegengesetzten Richtung NL gerichtet ist, so gleitet der Körper in der Richtung NO abwärts, welche durch die Ebene bestimmt ist, die durch die Kegelseite NK und die Axe festgelegt wird. Die Bewegung des Körpers muß daher in der zickzackförmigen Linie zz erfolgen. Für diesen Fall der Querrüttelung ist die auf den Körper auszuübende Kraft bestimmt zu:

$$JL = \sqrt{JK^2 - LK^2} = G \cos \alpha \sqrt{tang^2 \varrho - tang^2 \alpha}.$$

Es kann endlich die Bewegung des Körpers auch noch in einer anderen Art veranlaßt werden, dadurch nämlich, daß man dem Rüttelschuh eine schwingende Bewegung senkrecht zu seiner Ebene, also auf und nieder ertheilt. Hierbei wird nämlich der Körper, indem er die Geschwindigkeit des Schuhes bei der aufsteigenden Bewegung annimmt, vermöge dieser Geschwindigkeit wie ein aufwärts geworfener Körper von dem Augenblicke an noch etwas emporhüpfen, in welchem der Schuh seine Bewegung umkehrt. Gesetzt, der Körper steige hierbei auf die Höhe CC_1, Fig. 4 I, so fällt er darauf in lothrechter Richtung C_1C_2 herab, so daß durch Wiederholung dieses Vorganges ebenfalls eine langsame Beförderung in der Richtung BA erzielt wird, wie sie zu der beabsichtigten Speisung erforderlich ist.

Fig. 5.



Die Rüttelbewegung kann dem Schuh ertheilt werden durch eine kleine Kurbel K, Fig. 5, und alsdann muß die Umdrehungszahl derselben so bemessen werden, daß die Beschleunigung in dem todten Punkte die nach dem Vorstehenden erforderliche Größe von

$G \cos \alpha \, (tang \, \varrho - tang \, \alpha)$ für die Längsrüttelung und

$$G \cos\alpha \sqrt{tang^2 \varrho - tang^2 \alpha}$$

für die Querrüttelung mindestens erreicht.

Diese Beschleunigung des Körpers bestimmt sich in derselben Weise, wie der Beschleunigungsdruck eines Kreuzkopfes von dem Gewichte G, welcher nach Th. III, 1 im todten Punkte der Kurbel zu

$$M \frac{v^2}{r} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r}$$

gefunden wird, unter v die Umfangsgeschwindigkeit und unter r den Halbmesser der Kurbel, sowie unter $g = 9,81$ m die Beschleunigung der Schwere verstanden, so daß die Masse M des Kreuzkopfes durch $M = \frac{G}{g}$ dargestellt ist. Setzt man bei n Umdrehungen der Kurbel in der Minute

$$v = \frac{2\pi r n}{60},$$

also
$$\frac{v^2}{r} = \frac{4\pi^2 r n^2}{3600} = 0,011\, r n^2,$$

so erhält man den Beschleunigungsdruck zu

$$\frac{G}{g} \frac{v^2}{r} = \frac{G}{g} 0,011\, r n^2.$$

Indem man diesen Ausdruck jenen oben ermittelten Werthen gleich setzt, erhält man die wenigstens erforderliche Umdrehungszahl:

$$n = \sqrt{\frac{g}{0,011\, r} \cos\alpha\, (tang\, \varrho - tang\, \alpha)} \text{ für Längsrüttelung und}$$

$$n = \sqrt{\frac{g}{0,011\, r} \cos\alpha \sqrt{tang^2 \varrho - tang^2 \alpha}} \text{ für Querrüttelung.}$$

Beispiel. Wie schnell muß die Kurbelwelle zur Rüttelung eines unter dem Winkel $\alpha = 15^0$ gegen den Horizont geneigten Rüttelschuhes bewegt werden, wenn dem Material ein Reibungscoefficient $f = 0,75$ entspricht und der Kurbelhalbmesser zu $r = 0,03$ m gewählt wird.

Man hat hier $tang\, \varrho = 0,75$ zugehörig $\varrho = 36^0\, 50'$, ferner $tang\, \alpha = tang\, 20^0 = 0,364$ und $\cos\alpha = \cos 20^0 = 0,940$.

Daher erhält man für Längsrüttelung:

$$n = \sqrt{\frac{9,81}{0,011 \,.\, 0,03} 0,940\, (0,75 - 0,364)} = 104,$$

und für Querrüttelung:

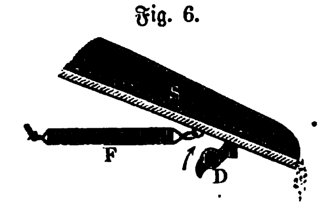
$$n = \sqrt{\frac{9,81}{0,011 \,.\, 0,03} 0,940 \sqrt{0,75^2 - 0,364^2}} = 136.$$

Die Rüttelbewegung ist daher beim Querrütteln schneller vorzunehmen als beim Längsrütteln, und kann im Allgemeinen um so langsamer gemacht werden,

je größer die Neigung des Rüttelschuhes und der Ausschlag ($2r$) desselben und je geringer der Reibungscoefficient der Masse auf dem Schuh ist.

Anstatt einer Kurbel kann man sich zum Rütteln auch vortheilhaft eines kleinen Daumens D, Fig. 6, bedienen, gegen welchen der Schuh S fortwährend durch eine Feder F oder durch ein Gewicht gedrückt wird. Hierbei erfolgt durch die Drehung des Daumens im Sinne des Pfeiles eine allmälige Verschiebung des Schuhes, während das Zurückschnellen durch die Feder plötzlich geschieht, sobald die radiale Stufe des Daumens dem Angriffspunkte des Schuhes die Rückbewegung gestattet.

Fig. 6.



Bei dieser Art des Rüttelns vermittelst der sogenannten Prallbewegung genügt eine geringere Anzahl von Schwingungen, sobald nur die Feder stark genug ist, um dem Schuh die erforderliche Beschleunigung zu ertheilen.

Anmerkung. Es mag hier bemerkt werden, daß das selbstthätige Lösen der Schraubenmuttern, welches erfahrungsmäßig trotz des geringen Steigungswinkels der Gewinde immer beobachtet wird, wenn die Schrauben oft wiederholten Erschütterungen ausgesetzt sind, in ähnlicher Art zu erklären ist, wie die Bewegung des Mahlgutes auf dem Rüttelschuh.

Die Stampfwerke. Die Zerkleinerung von Stoffen geschah schon bei den ältesten Maschinen durch die Stoßwirkung niederfallender Gewichte, welche zuvor auf eine bestimmte Höhe erhoben wurden. Die am meisten zu diesem Zwecke angewandte Maschine, welche namentlich in früherer Zeit eine größere Verbreitung fand, heute aber mehr und mehr durch andere Maschinen ersetzt worden ist, führt den Namen Stampfwerk und besteht in der Regel aus mehreren Stampfern oder Stempeln von prismatischer Form, welche zwischen Führungen senkrecht beweglich sind. Zum Anheben ist jeder Stampfer mit einem hervorstehenden Ansatze, der sogenannten Hebelatte oder dem Hebling, versehen, gegen welchen andere auf einer umlaufenden Welle befestigte Vorsprünge, die Daumen oder Hebedaumen, nach der Art der in eine Zahnstange greifenden Zähne eines Triebrades wirken. Sobald ein Hebedaumen der Welle die Hebelatte des Stampfers verläßt, fällt der letztere in Folge seines Eigengewichtes herab, so daß der Stampferfuß auf das darunter befindliche Pochgut den beabsichtigten Stoß ausübt, worauf die Erhebung von Neuem durch denselben oder einen anderen Hebedaumen der Welle bewirkt wird. §. 5.

Vornehmlich finden die Stampfwerke noch zum Zerpochen von Erzen für die Aufbereitungsarbeiten und von Traß zur Herstellung von Wassermörtel Anwendung. Das Zerpochen findet bei den Erzpochwerken in sogenannten Pochtrögen statt, d. h. in von hölzernen Pfosten umgrenzten

2*

Kästen, deren Sohle entweder aus Eisenstücken oder aus fest zusammengestampften Steinmassen besteht. In älteren Oelmühlen verwendete man die Stampfwerke zum Zerkleinern der Oelsamen und in Pulvermühlen dienen sie zum Zerkleinern der Bestandtheile des Pulvers sowohl wie auch zur gleichmäßigen Mengung derselben. Hierbei dienen zur Aufnahme des Materials die sogenannten Stampfgruben, das sind Höhlungen in einem Holzstamme, dem Grubenstocke, deren Sohlen in Oelmühlen aus gußeisernen Platten und in Pulvermühlen aus hartem Holze gebildet sind. Auch andere Stoffe, wie Lohe, Knochen, Gyps, Schnupftabak, Gewürze u. s. w., hat man früher durch Stampfwerke zerkleinert, man ist aber hierfür jetzt meistens zur Anwendung anderer Maschinen übergegangen. Das Enthülsen der Gerste bei der Graupenfabrikation findet heute gar nicht mehr und die Herstellung von Papierzeug aus Lumpen nur noch ganz ausnahmsweise in Stampfwerken statt.

Ein Stampfwerk enthält, mit Ausnahme des später zu besprechenden Dampfpochwerkes, immer mehrere und zwar in der Regel zwei bis fünf Stampfer, welche niemals gleichzeitig, sondern in einer gewissen Aufeinanderfolge gehoben werden, was nicht nur für eine gleichmäßigere Aufwendung der Betriebskraft, sondern auch für die Erzielung eines geeigneten Arbeitsganges nothwendig ist; dabei arbeiten in den Stampfgruben häufig zwei Stampfer neben einander in derselben Grube.

Um den beabsichtigten Zweck einer Zertrümmerung der untergelegten Materialien zu erreichen, muß jeder Stampfer ein bestimmtes Eigengewicht haben, welches um so größer gewählt werden muß, je größer die Widerstandsfähigkeit der zu zerkleinernden Körper ist. Demgemäß giebt man den Pochstempeln für Erz-, Stein- und Schlackenstampfwerke ein Gewicht von 100 bis 150 kg, welches zu etwa $^2/_3$ durch das Gewicht des hölzernen Schaftes von 3 bis 5 m Länge, 0,18 bis 0,20 m Breite und 0,12 bis 0,15 m Dicke und zu $^1/_3$ durch den eisernen Schuh dargestellt ist. Zu dem Schuh wird entweder eine schmiedeeiserne mit einem Stiele in den Holzstempel gesteckte und durch Ringe befestigte Platte, oder eine solche aus Hartguß verwendet. Dagegen haben die Oelmühlstampfer nur ein Gewicht von 50 bis 75 kg bei 3 bis 4 m Länge, 0,12 bis 0,15 m Breite und 0,10 bis 0,12 m Dicke. Die Beschuhung derselben wird häufig durch eingeschlagene breitköpfige Nägel gebildet. Die Stampfer für Pulvermühlen, welche selbstverständlich einen eisernen Schuh nicht erhalten dürfen, sind unterhalb meist mit einem messingenen Ringe beschlagen und haben bei 3 bis 4 m Länge, 0,08 m Breite und Dicke ein Gewicht von 30 bis 35 kg.

Neben dem Gewichte G eines Stampfers ist dessen Hub- oder Fallhöhe h von wesentlichem Einflusse auf die Wirkung des Schlages, da die in einem Stampfer beim Aufschlagen angesammelte mechanische Arbeit durch

$$A = Gh$$

ausgedrückt ist, wenn man die beim Fallen auftretenden Bewegungshindernisse außer Acht läßt. Die Hubhöhe schwankt bei den Erzstampfern zwischen 0,16 und 0,4 m, während sie bei denjenigen in Oel- und Pulvermühlen 0,4 bis 0,5 m beträgt. Mit dieser Hubhöhe steht die Anzahl der Hübe in bestimmtem Verhältniß, welche ein Stampfer in einer bestimmten Zeit höchstens machen kann, worüber in Folgendem eine nähere Untersuchung angestellt werden wird. Hier mag nur bemerkt werden, daß die Hubzahl in der Minute bei Erzpochwerken 50 bis 60 und in Oel- und Pulvermühlen 40 bis 50 beträgt.

Zur Erzielung einer guten Wirkung ist eine möglichst wenig nachgiebige Fundirung der Pochsohle unerläßlich, wozu meistens ein Schwellenrost verwendet wird, der auf einer Schicht festgestampfter Erde ruht und auch ringsum von solcher Erde umgeben ist. Die Dampfpochwerke stellt man ebenso wie die Dampfhämmer auf Unterlagen, die aus mehreren kreuzweise über einander gelegten starken Balkenlagen gebildet werden. Das Gerüst des ganzen Pochwerkes, der sogenannte Pochstuhl, ist mit dem Fundamente möglichst fest zu verbinden. Für die Ausführung dieses Gerüstes wird fast immer der Hauptsache nach Holz verwendet, welches wegen seiner verhältnißmäßig größeren Widerstandsfähigkeit gegen Stöße und Erschütterungen hierbei dem Eisen vorzuziehen ist.

Die Einrichtung eines Erzpochwerkes ist aus dem senkrechten Durchschnitte, Fig. 7 (a. f. S.), zu ersehen. Man erkennt hieraus die Wirkungsweise des in der Welle W befestigten Daumens U auf die Hebelatte V des Stampfers S, welcher zwischen den Streichklammern n und m seine Führung erhält und unterhalb mit dem eisernen Schuh T durch Zapfen und Ringe verbunden ist. Der Pochtrog ist hierbei durch die beiden zwischen den Pfählen G angebrachten Spundwände F gebildet, deren Zwischenraum bis zur Pochsohle mit Pochgängen H angefüllt ist. Die Unterstützung des Pochtroges durch die starke Grundschwelle A und die Querschwellen $BCDE$ innerhalb der Lehmrammelung J ergiebt sich aus der Figur, und es ist zu bemerken, daß die zur Aufnahme der Führungen dienenden, beiderseits angebrachten Pochsäulen L in die Grundschwelle A eingezapft sind. Die Zuführung oder Eintragung des zu pochenden Gutes geschieht aus dem Rumpfe oder der sogenannten Pochrolle X, durch den Blechtrichter Y und die geneigte Rinne Z. Die Neigung der letzteren ist nicht so groß, daß das Pochgut darauf vermöge seines Gewichtes beständig herabgleiten kann, ein solches Herabgleiten wird vielmehr nur zeitweise durch die Erschütterung veranlaßt, die dem Rollgerinne Z durch den Schlagbolzen QR ertheilt wird, sobald dieser Bolzen von dem an einem der Stampfer, dem sogenannten Unterschurer, angebrachten Ansatze O, dem Klopfer, getroffen wird. Ein

Fig. 7.

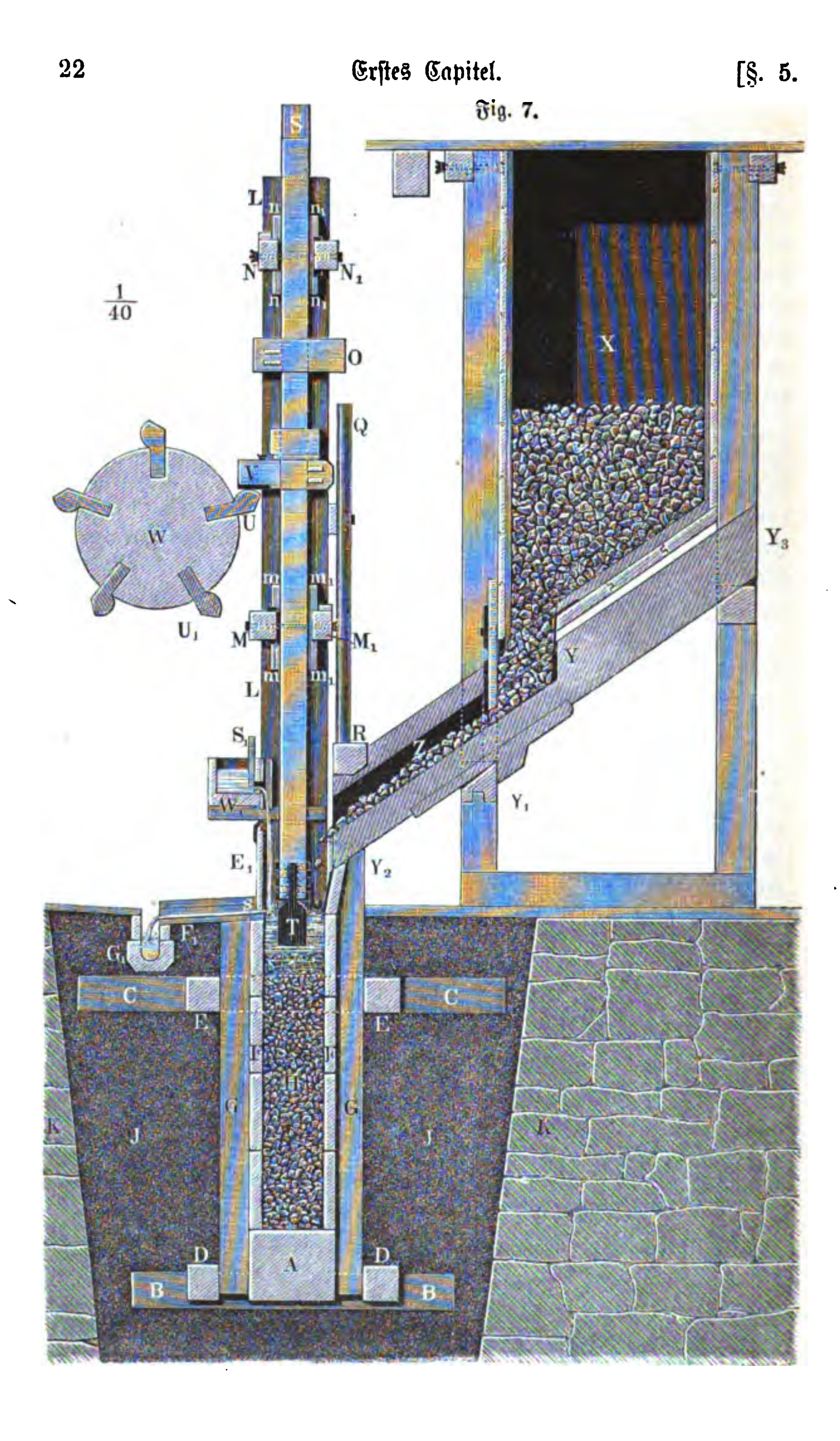
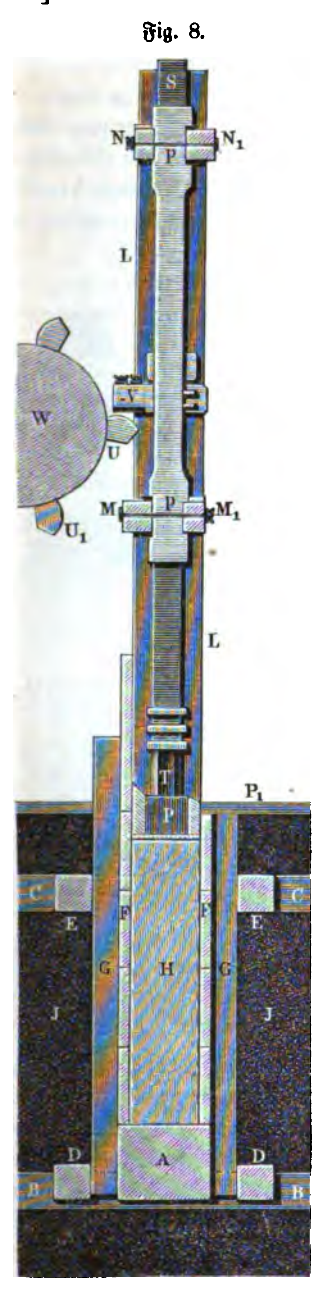

S
L
n
n₁
N
N₁
1/40
O
Q
V
U
W
U₁
m
m₁
M
M₁
L
S₁
R
Z
W₁
Y₁
E₁
Y₂
X
Y₃
Y
T
F
G₁
C
C
E
E
H
G
G
J
J
K
K
D
D
A
B
B

Fig. 8.



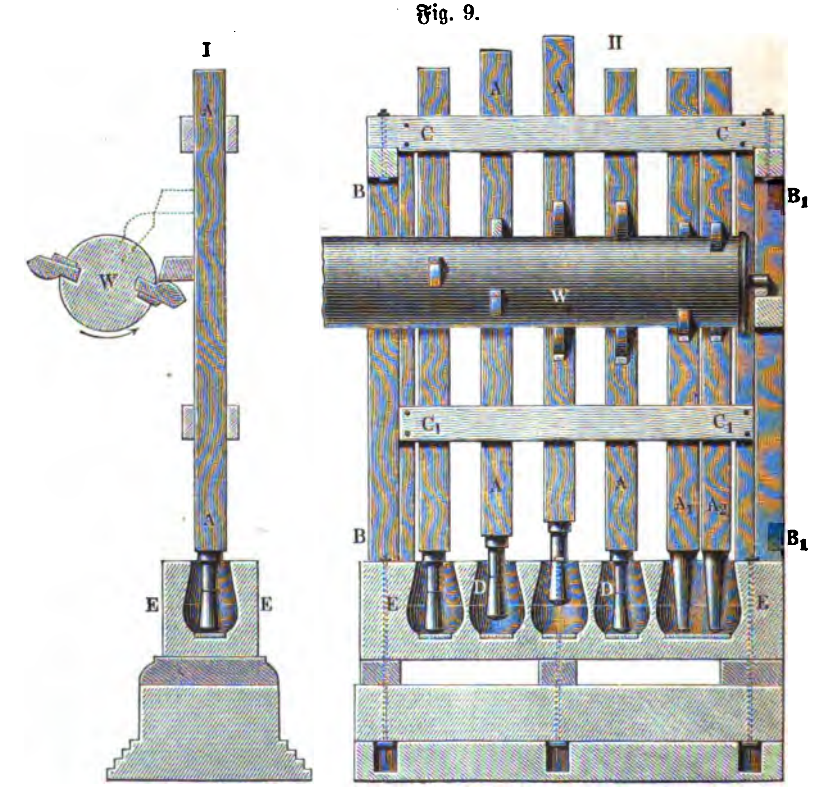
solches Aufschlagen von O auf Q wird nicht stattfinden, so lange genügend viel Pochgut auf der Pochsohle befindlich ist. Nur wenn bei mangelndem Pochgut der Unterschurer tief genug herabfällt, wird durch Aufschlagen des Klopfers dem Rollgerinne Z die erwähnte Erschütterung ertheilt, welche das Herabgleiten des Pochgutes und damit ein Eintragen bewirkt. Diese Erschütterung wird vorzugsweise dadurch befördert, daß das Rollgerinne beim Aufschlagen eine geringere Drehung um seine Stütze Y_1 annehmen kann, in Folge deren das obere Ende Y_3 gegen die Pochrolle X trifft.

Das Austragen des gepochten Erzes wird bei dem gezeichneten Stampfwerke mit Hülfe von Wasser bewirkt, welches, durch das Gerinne W_1 und die Schütze S_1 beständig dem Pochtroge zufließend, sich innerhalb desselben mit dem gebildeten Pochmehle zu einer Trübe vermengt, die ebenfalls beständig durch den Spalt s über die Austragtafel F_1 nach dem Austraggerinne G_1 abfließt. Derartige Stampfwerke führen den Namen Naßpochwerke im Gegensatze zu den Trockenpochwerken, Fig. 8, bei denen der Pochtrog vorn ganz offen und an den Seitenwänden sowie an der Hinterwand mit Eisenblech beschlagen ist. Wie die Figur erkennen läßt, ist hierbei der Pochtrog mit Holzstücken H ausgesetzt, auf welche die gußeiserne Pochsohle P zu liegen kommt, deren Oberfläche mit der Sohle P_1 des Pochhauses in gleicher Höhe liegt. Die Trockenpochwerke werden hauptsächlich für die metallreicheren Erze gebraucht, während man die

ärmeren Erze (Pochgänge) in der Regel durch das Naßpochen in einen Pochschlamm verwandelt, aus welchem später die einzelnen Stoffe auf Grund ihres verschiedenen specifischen Gewichtes abgeschieden werden.

Von einem Stampfwerke für Oelsamen giebt die Fig. 9 in zwei Ansichten ein Bild. Die Führung der Stampfer *A* zwischen den Gerüstsäulen *B* und den Ladenhölzern *C*, sowie der Anhub durch die Daumen der Welle *W* wird wie bei den Erzpochwerken bewirkt. Die Stampfer arbeiten hier-

Fig. 9.

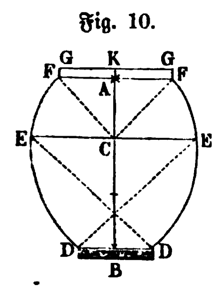


bei einzeln wie *A* oder paarweise wie A_1 und A_2 in Gruben *D*, welche in einem vierkantig behauenen Holzklotze, dem sogenannten Grubenstocke *E*, befindlich sind, der mit einem festen Fundamente verankert ist und die Gerüstsäulen trägt. Für die vortheilhafte Wirkung dieser Stampfwerke ist die Form dieser Grube besonders wichtig, indem die Stampfer den Samen an den Grubenwänden emporpressen, wobei er in Folge des Ueberhängens dieser Wände zum Ueberstürzen veranlaßt wird, so daß hierdurch in einfachster Art eine stete Umwendung des Samens erzielt wird. Eine solche Grube

erhält bei nur einem in ihr arbeitenden Stampfer einen kreisförmigen Horizontalschnitt von 0,15 bis 0,22 m Weite am Boden, während für zwei Stampfer der Querschnitt elliptisch und zwar 0,15 bis 0,22 m breit und 0,30 bis 0,42 m lang gemacht wird. Die Tiefe der Gruben wählt man zu etwa $^3/_4$ des Stampferhubes, also zu 0,30 bis 0,40 m. Der eichene Grubenstock selbst erhält eine Stärke von ungefähr 0,60 m. Die Länge richtet sich natürlich nach der Anzahl der Stampfer, deren Abstand von Mitte zu Mitte 0,60 bis 0,75 m beträgt. Vielfach setzt man den Grubenstock auch aus zwei über einander liegenden Theilen zusammen, setzt auch wohl anstatt der eisernen Bodenplatte einen eisernen Topf ein oder füttert die Grubenwände mit Weißblech aus.

In Bezug auf die den Gruben zu gebende Profilform werden verschiedene Regeln von Praktikern angegeben, es möge hier nur die von Scholl[1]) empfohlene angeführt werden. Bezeichnet man die Hubhöhe des Stampfers mit h und seine Dicke mit d, so soll man hiernach die Tiefe der Grube mit Ausschluß des cylindrischen Halses AK, Fig. 10, dessen Höhe etwa 30 mm beträgt, zu $AB = {^3/_4} h$ machen und in der Höhe $BC = {^1/_2} h$ über der Sohle eine Bauchweite $EE = 4\,d$ geben. Die Seiten des Profils werden dann oberhalb durch die Kreisbögen EF zum Mittelpunkte C und unterhalb durch Kreisbögen ED begrenzt, deren Mittelpunkte in E liegen. Das so erhaltene Profil gilt bei Gruben mit einem Stampfer auch für den Längendurchschnitt, während man für die Gruben, in denen ein Stampferpaar arbeitet, in der Mitte AB des Profils noch ein Rechteck von einer Breite gleich dem Axenabstande a der beiden Stampfer einzuschalten hat.

Fig. 10.



Auf die Mängel, mit welchen die postenweise Verarbeitung des Materials in den Stampfgruben der Oel- und Pulvermühlen verbunden ist, wurde bereits in §. 3 hingewiesen.

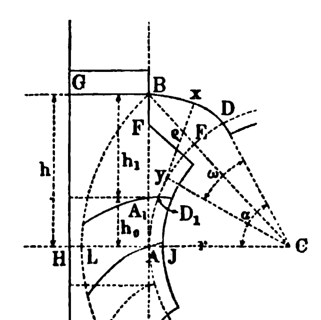
Evolventendaumen. Die Form der Hebedaumen wird meistens nach denselben Regeln bestimmt, welche für die Zähne eines Triebrades gelten, das in eine Zahnstange eingreift (s. Th. III, 1). Hierbei geht man von der Bedingung aus, daß bei einer gleichmäßigen Umgangsgeschwindigkeit der treibenden Axe auch die Bewegung der Zahnstange oder hier des Stampfers stetig mit derselben Geschwindigkeit c erfolgen soll, mit welcher der Daumen in seinem Theilkreise sich dreht. Gewöhnlich giebt man der Hebe- §. 6.

---

[1]) Ueber den Bau und Betrieb der Oelmühlen von C. Scholl. 1844.

latte eine zur Stampferrichtung senkrechte Angriffsfläche *GB*, Fig. 11, und man hat dem entsprechend den Daumen nach der Evolvente *BD* des Theilkreises *AD* zu formen, welcher die lothrechte Gerade *AB* berührt, worin der äußerste Punkt *B* der Hebelatte sich bewegt. Diese Linie *AB* ist hierbei als die Eingriffslinie anzusehen, in welcher der Berührungspunkt zwischen dem Daumen und der Hebelatte verbleibt, so daß die letztere stets in demselben Punkte *B* angegriffen wird. Hierin ist ein Uebelstand dieser Anordnung enthalten, in Folge dessen der äußerste Punkt der Hebelatte einer starken Abnutzung unterworfen ist, zu deren Verminderung man dem Daumen und der Hebelatte in der Regel eine bedeutende Breite (0,12 bis 0,15 m) giebt. Ein anderer Uebelstand dieser Angriffsweise liegt darin, daß die an dem äußersten Punkte *B* der Hebelatte angreifende, lothrecht gerichtete Hebekraft wegen ihres großen Abstandes von der Schwerlinie des Stampfers ein beträchtliches Moment hat, durch welches in den Führungen entsprechend große Reibungswiderstände hervorgerufen werden. Um diesen Nachtheil zu verringern, hat man wohl auch die Hebelatte ganz in das Innere des Stampfers dadurch verlegt, daß der letztere an der betreffenden Stelle mit einer schlitzförmigen Durchbrechung versehen wird, in welche der Daumen eintreten kann. Hierdurch wird der Angriffspunkt in die Vorderkante des Stampfers verlegt und dadurch zwar jenes Moment, sowie die Reibung in den Führungen herabgezogen, jedoch wird hierbei der Stampfer durch die Durchbrechung bedenklich geschwächt, so daß diese Construction nur für leichte Stampfer und geringe Stoßwirkungen empfehlenswerth erscheint.

Fig. 11.



Andererseits ist als ein besonderer Vorzug des evolventenförmigen Daumens der Umstand hervorzuheben, daß die Anhubskraft desselben immer in lothrechter Richtung auf den Stampfer ausgeübt wird, so daß hierbei keine horizontale Seitenkraft durch die Führungen aufgenommen werden muß, wie dies bei anderen Daumenformen der Fall ist, vermöge deren der Druck gegen die Hebelatte in mehr oder minder schräger Richtung ausgeübt wird. Aus der unveränderlichen Richtung des Druckes in *AB* folgt, daß das Moment des durch das Stampfergewicht ausgeübten Widerstandes fortwährend denselben Werth behält, so lange die Hebung stattfindet, d. h. so lange die Hebelatte von dem Daumen berührt wird. Es ist selbstverständlich,

daß die rückwärtige Begrenzung des Daumens in BF so angeordnet werden muß, daß der Stampfer ungehindert herabfallen kann, sobald der äußerste Punkt B des Daumens aus der Eingriffslinie AB herausgetreten ist.

Der richtige Eingriff des evolventenförmigen Daumens kann nach den allgemein für Verzahnungen geltenden Regeln (s. Th. III, 1) nur oberhalb des Berührungspunktes A oder des Axenmittels C stattfinden, und man erkennt auch aus der Figur, daß bei einem Angriffe schon unterhalb der Horizontallinie AC der Daumen in schiefer Richtung auf die Hebelatte wirken muß, wodurch schädliche Reibungen in den Führungen veranlaßt werden. Man hat daher immer einen derartigen Angriff unterhalb der Axe zu vermeiden, und es empfiehlt sich deswegen, da der Stampfer wegen allmälig sich einstellender Abnutzung des Pochschuhes mit der Zeit tiefer herabsinkt, von vornherein die Anordnung so zu treffen, daß der Daumen die Hebelatte erst in einiger Höhe über der Axe ergreift. Zuweilen pflegt man auch von der Anordnung eines derartigen überaxigen Angriffes oder sogenannten Unterhubes zu dem Zwecke Gebrauch zu machen, um die Länge des zum Angriffe kommenden Evolventenbogens mit Bezug auf die Abnutzung des Daumens hinreichend groß zu erhalten, was besonders bei größerem Halbmesser AC des Theilkreises angezeigt erscheint, wie aus den folgenden Rechnungen sich ergeben wird. Es muß als ein weiterer Vorzug des evolventenförmigen Daumens angesehen werden, daß der richtige Eingriff hierbei nicht von einer veränderten Höhenlage der Hebelatte abhängig ist.

Die gegenseitigen Verhältnisse zwischen dem Daumen und der Hebelatte sind aus der Fig. 11 leicht zu erkennen. Bezeichnet $r = CA$ den Theilkreishalbmesser und $h = AB$ den Hub, sowie $\alpha = ACD$ den Winkel, um welchen sich die Daumenwelle während der Hebung dreht, so ist unter der Voraussetzung, daß ein Unterhub nicht angeordnet wird:

$$AB = h = arc.AD = r\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und es bestimmt sich die radiale Länge $l = BE$ des Daumens zu:

$$BE = l = BC - EC = \sqrt{h^2 + r^2} - r \quad . \quad . \quad (2)$$

Dieselbe Länge $l = BE = LA$ muß auch der Hebelatte mindestens gegeben werden, wenn für die Umdrehung des Daumens der genügende Raum vor dem Stampfer verbleiben soll, man pflegt die Hebelatte aber um eine gewisse Größe $HL = 25$ bis 40 mm länger zu machen, ebenso wie man den Theilkreishalbmesser CA um denselben Betrag JA größer wählt, als den Halbmesser CJ des Wellenquerschnittes.

Bei der Hebung gleitet der Daumen mit seiner ganzen Fläche DB unter dem Punkte B der Hebelatte nach außen, womit eine gewisse Reibungsarbeit

verbunden ist, die mit der Länge s dieses Evolventenbogens DB proportional ist. Diese Länge bestimmt sich leicht wie folgt: Bezeichnet man allgemein für irgend einen Punkt x der Evolvente mit ϱ den Krümmungshalbmesser xy, welcher den Grundkreis in einem Punkte y berührt, der von dem Anfangspunkte D um den Winkel $DCy = \omega$ absteht, so hat man $\varrho = r\omega$ und das Element der Evolvente für die unendlich kleine Drehung von ϱ um den Winkel $\partial\omega$ ist daher durch

$$\partial s = \varrho \partial \omega = r \omega \partial \omega$$

gegeben. Man erhält hiernach die Länge des Evolventenbogens DB durch Integration zwischen den Grenzen $\omega = o$ in D und $\omega = \alpha$ in B mit Rücksicht auf (1) zu

$$s = \int_o^\alpha r \omega \partial \omega = \frac{r\alpha^2}{2} = \frac{h^2}{2r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Die Länge der Daumenfläche steht also im umgekehrten Verhältnisse mit dem Anhubshalbmesser r, und ebenso folgt aus

$$l = \sqrt{h^2 + r^2} - r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2a)$$

daß bei bestimmter Hubhöhe h die Länge der Hebelatte um so größer ausfällt, je kleiner der Halbmesser r gewählt wird. Es empfiehlt sich daher, zur Verminderung der Reibungswiderstände in den Führungen, welche mit l zunehmen, und an dem Daumen, welche mit s wachsen, den Anhubshalbmesser so groß zu wählen, daß die Länge s der Evolvente nicht größer ausfalle, als mit Rücksicht auf die Abnutzung gefordert werden muß.

Für eine mittlere Hubhöhe der Erzstampfer von $h = 8'' = 0{,}21$ m empfiehlt Rittinger eine Länge der Daumencurve von $s = 2{,}64'' = 0{,}07$ m, wofür der Anhubshalbmesser zu

$$r = \frac{h^2}{2s} = \frac{0{,}21^2}{2 \,.\, 0{,}07} = 0{,}315 \text{ m}$$

folgt. Bei größeren Hubhöhen wird man den Daumenbogen beträchtlich größer annehmen müssen, wenn man nicht unbequem große Halbmesser r anwenden will, denn man würde z. B. für 0,4 m Hub einen Anhubshalbmesser von

$$r = \frac{0{,}4^2}{2 \,.\, 0{,}07} = 1{,}14 \text{ m}$$

erhalten, welcher Halbmesser auch selbst bei dicken hölzernen Wasserradwellen nur durch eine erhebliche Auffattelung erzielt werden könnte.

Die Größe des Anhubshalbmessers r ist in der Regel mit Rücksicht auf die Anzahl z der Hebungen eines Stampfers in der Minute und diejenige

n der Umdrehungen der Daumenwelle in derselben Zeit festzustellen, welche beiden Größen in der einfachen Beziehung zu einander stehen:

$$z = nu, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wenn u die Hübigkeit der Welle, d. h. die Anzahl von Daumen vorstellt, die in demselben Umfange der Daumenwelle angebracht sind.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Theilkreises, mit welcher die Hubgeschwindigkeit des Stampfers übereinstimmt, ist durch

$$c = \frac{2\pi r n}{60} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

gegeben. Diese Geschwindigkeit hat man nur in mäßiger Größe anzunehmen, um die Stoßwirkung thunlichst zu vermindern, welche jedesmal eintritt, sobald ein Daumen die Hebelatte ergreift und dem in Ruhe befindlichen Stampfer plötzlich die Geschwindigkeit c ertheilt. Nach Rittinger soll man diese Geschwindigkeit zwischen 1′ und 1,5′, also etwa zwischen 0,3 und 0,5 m annehmen. Bei u Daumen in dem Umfange des Theilkreises ist der Theilungsbogen, um welchen die Daumen in diesem Kreise entfernt sind, durch

$$b = \frac{2\pi r}{u} = r\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

bestimmt, wenn

$$\beta^0 = \frac{2\pi}{u} 360^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

den Theilwinkel vorstellt.

Bezeichnet man mit t die Zeit, welche für ein volles Spiel des Stampfers erforderlich ist, also zwischen zwei auf einander folgenden Hebungen verstreicht, so hat man:

$$t = \frac{60}{z} = \frac{60}{nu} = \frac{b}{c} = \frac{r\beta}{c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Diese Zeit setzt sich aus vier einzelnen Theilen zusammen, wie aus der folgenden Betrachtung sich ergiebt.

1. Zum Erheben des Stampfers auf die Höhe h mit der Geschwindigkeit c ist eine Zeit

$$t_1 = \frac{h}{c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

erforderlich.

2. Wenn der Daumen die Hebelatte verläßt, steigt der Stampfer vermöge der ihm ertheilten Geschwindigkeit c wie ein senkrecht aufwärts gewor-

fener Körper noch auf eine gewisse Höhe h', welche unter Vernachlässigung der Reibungen nach den Gesetzen des freien Falles zu

$$h' = \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

sich bestimmt, und wozu die Zeit

$$t_2 = \sqrt{\frac{2h'}{g}} = \frac{c}{g} \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

gehört, unter $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere verstanden.

3. Das hierauf folgende Fallen des Stampfers von der Höhe

$$h + h' = h + \frac{c^2}{2g}$$

erfordert, unter Nichtberücksichtigung der verzögernden Reibungswiderstände, die Zeit

$$t_3 = \sqrt{\frac{2(h + h')}{g}} \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

4. Zur Erzielung der eigentlichen Zerkleinerungswirkung des Stampfers ist ebenfalls eine gewisse, wenn auch nur geringe Zeit nöthig, da die Zerkleinerung stets nur durch eine Verschiebung von Materialtheilchen erfolgen kann, die eine bestimmte Zeit erfordert. Diese Zeit, welche verstreichen muß, bevor der Stampfer von Neuem erhoben werden darf, kann man nach **Rittinger** erfahrungsmäßig etwa zu

$$t_4 = 0{,}2 \text{ Secunden} \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

annehmen. Demgemäß bestimmt sich die ganze zu einem Spiele nöthige Zeit zu

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h}{c} + \frac{c}{g} + \sqrt{2\frac{h + h'}{g}} + 0{,}2 \quad (14)$$

und man hat die Verhältnisse so zu wählen, daß die Dauer eines Spieles

$$t = \frac{60}{z} = \frac{60}{nu}$$

diesen Betrag aus (14) mindestens erreicht, damit der fallende Stampfer nicht schon vor ausgeübtem Stoße von dem folgenden Daumen wieder aufgefangen werde.

Beispiel: Für ein Stampfwerk sei die Hubhöhe $h = 0{,}4$ m vorausgesetzt und die Bedingung gestellt, daß die Anhubgeschwindigkeit $c = 0{,}5$ m betragen soll; die Zahl der Schläge soll bestimmt werden.

Man hat nach (14) die für einen Schlag mindestens erforderliche Zeitdauer:

$$t = \frac{0,4}{0,5} + \frac{0,5}{9,81} + \sqrt{2\,\frac{0,4 + \frac{0,25}{2\,.\,9,81}}{9,81} + 0,2}$$

$$= 0,8 + 0,05 + \sqrt{2\,\frac{0,413}{9,81} + 0,2} = 1,34 \text{ Sec.}$$

Hiermit folgt die höchstens mögliche Anzahl der Schläge in der Minute nach (8) zu

$$z = \frac{60}{1,34} = 44,8.$$

Nimmt man mit Rücksicht auf eine etwaige Vergrößerung der Fallhöhe durch die Abnutzung des Pochschuhes $z = 40$ an, so ist die wirkliche Zeit eines Spieles:

$$t = \frac{60}{40} = 1,5 \text{ Sec.}$$

Für eine dreihübige Daumenwelle folgt die Anzahl der Umdrehungen dieser in der Minute nach (4) zu

$$n = \frac{z}{u} = \frac{40}{3} = 13^1/_3$$

und daraus nach (5) der einer Anhubgeschwindigkeit $c = 0,5$ m zugehörige Halbmesser

$$r = \frac{60c}{2\pi n} = \frac{30}{2\pi\,.\,13,33} = 0,358 \text{ m.}$$

Der Theilbogen zwischen zwei Daumen ist nach (6)

$$b = \frac{2\pi\,.\,0,358}{3} = 0,750 \text{ m,}$$

entsprechend einem Theilwinkel $\beta = 120^0$, und der dem eigentlichen Anheben entsprechende Winkel daher durch

$$\alpha = \frac{0,4}{0,75}\,120 = 64^0$$

bestimmt, so daß das Verhältniß

$$\nu = \frac{\text{Zeit des Hubes}}{\text{Zeit eines Spieles}} = \frac{t_1}{t} = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{64}{120} = 0,533$$

folgt. Dieser Werth ν stellt auch das Verhältniß der durchschnittlich in der Hebung befindlichen zu der Anzahl aller vorhandenen Stampfer des Stampfwerkes vor. Noch bestimmt sich die radial gemessene Erstreckung des Daumens außerhalb des Theilkreises nach (2) zu

$$l = \sqrt{0,4^2 + 0,358^2} - 0,358 = 0,537 - 0,358 = 0,179 \text{ m,}$$

so daß man der Hebelatte eine freie Länge von etwa 0,21 m, und der Daumenscheibe einen Halbmesser von 0,33 m geben kann. Die Länge der zum Angriff kommenden Evolventenfläche des Daumens folgt nach (3) zu

$$s = \frac{0,4^2}{2\,.\,0,358} = 0,223 \text{ m.}$$

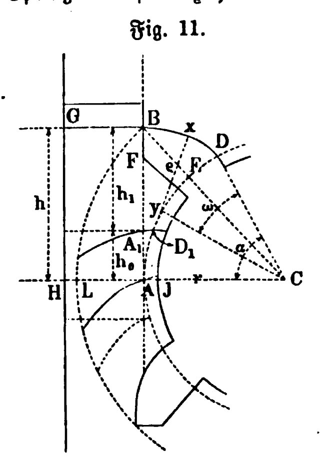
Wollte man die Länge der Hebelatte verringern, so hätte man die Hübigkeit u der Welle zu vergrößern, würde dann aber einen entsprechend größeren Anhubshalbmesser r der Daumenwelle erhalten. Beispielsweise erhielte man für eine sechshübige Welle $n = 6^2/_3$ Umdrehungen, $r = 0,716$ m und

$$l = \sqrt{0{,}4^2 + 0{,}716^2} - 0{,}716 = 0{,}104\,\text{m},$$

sowie die Länge der Daumenfläche $s = \frac{0{,}16}{2\,.\,0{,}716} = 0{,}112\,\text{m}$.

Anmerkung. Wie man aus dem Beispiele ersieht, ist die Springhöhe h', um welche der Stampfer sich nach dem Verlassen des Daumens noch erhebt, nur gering, indem dieselbe bei der angenommenen, für Stampfer schon erheblichen Geschwindigkeit von 0,5 m nur den Werth $h' = 13$ mm erreicht. Demgemäß ist auch die Zeit t_2 nur unbedeutend, in dem Beispiele 0,05 Secunden. Doch ist dieses freie Emporsteigen des Stampfers von wesentlichem Einfluß auf die Erhaltung der Angriffskante der Hebelatte, indem während der Zeit t_2 des Springens auf die Höhe h' und während der ebenso großen Zeit des Fallens von dieser Höhe die äußere Daumenkante sich merklich von dem Stampfer entfernt, so daß eine Zwängung des Stampfers nicht stattfindet. Dies ist insbesondere von Wichtigkeit für diejenigen cylindrischen Daumen, welche man mit Reibrollen versieht (s. d. folgenden Paragraphen).

Fig. 11.



Wenn die tiefste Stellung der Hebelatte um die Größe $AA_1 = h_0$, Fig. 11, über der Axe C angenommen, d. h. dem Stampfer ein Unterhub gleich h_0 gegeben wird, so bestimmt sich die radiale Länge $BE = l$ des Daumens für die Hubhöhe $A_1B = h_1$ nach der Figur zu

$$l = BC - EC = \sqrt{(h_1 + h_0)^2 + r^2} - r \quad (2b)$$

und die Länge des zur Wirkung kommenden Evolventenbogens:

$$s = BD - A_1D_1 = \frac{(h_1 + h_0)^2}{2r} - \frac{h_0^2}{2r} = \frac{h_1^2 + 2h_1h_0}{2r} \quad . \; . \; . \quad (3a)$$

Es wird hierbei also sowohl die Länge der Hebelatte wie auch die Länge s der Streichfläche des Daumens größer. Diesen letzteren Umstand kann man benutzen, um bei großem Anhubsdurchmesser r die Länge s hinreichend groß zu machen, wenn dieselbe ohne Unterhub einen für die Abnutzung zu geringen Werth annimmt. Für eine zu erzielende Länge s der Daumencurve erhält man bei einem gegebenen Halbmesser r und der ebenfalls gegebenen Hubhöhe h aus (3a) dann den erforderlichen Unterhub:

$$h_0 = \frac{rs}{h} - \frac{h}{2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3b)$$

Wäre z. B. $h = 0{,}3$ m und $r = 1$ m gegeben, so würde die Länge s ohne Unterhub nach (3) nur $s = \frac{0{,}09}{2} = 0{,}045$ m werden, soll diese Länge jedoch gleich 75 mm werden, so hat man nach (3b) einen Unterhub

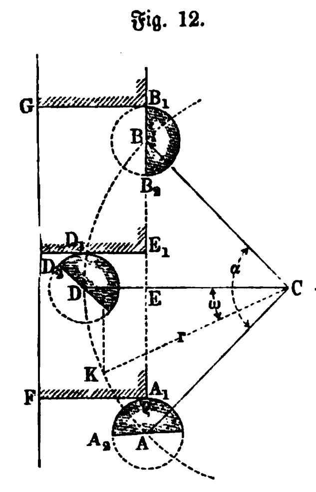
$$h_0 \quad \frac{1\,.\,0{,}075}{0{,}3} - 0{,}15 = 0{,}100\,\text{m}$$

anzuordnen.

Mit Rücksicht auf die Abnutzung des Pochschuhes soll man nach Rittinger immer einen Unterhub geben, der aber bei kleinem Anhubshalbmesser auf den möglichst geringen Betrag zu beschränken ist, um die Länge der Hebelatte nicht unnöthig zu vergrößern und wofür bei einem Halbmesser $r = 0,3$ etwa eine Größe $h_0 = 0,075$ m genügt.

Cylindrische Hebedaumen. Die evolventenförmigen Daumen leiden an dem Uebelstande, daß dem Stampfer jedesmal in seiner Ruhelage plötzlich die Anhubsgeschwindigkeit c ertheilt werden muß, womit nothwendig eine Stoßwirkung verbunden ist, die um so größer ausfällt, je größer die Geschwindigkeit gewählt wird. Diese Stoßwirkung führt nicht nur zu Arbeitsverlusten, sondern auch zu einer namhaften Abnutzung der in Berührung kommenden Theile, insbesondere der Hebelatte, welche bei dem Evolventendaumen immer nur in der äußersten Kante angegriffen wird. Hieraus erklärt es sich denn auch, warum man bei dieser Daumenform die Anhubsgeschwindigkeit nur klein (0,3 bis 0,5 m) annehmen darf, womit wieder eine geringe Anzahl von Schlägen in der Minute verbunden ist. §. 7.

Fig. 12.



Um diesen Uebelstand zu beseitigen, hat man die Bewegung des Stampfers auch durch einen Kurbelarm AC, Fig. 12, vorgenommen, dessen Warze AA_1 gegen die senkrecht zur Stampferbewegung gestellte Hebelatte A_1F wirkt. Es ist ersichtlich, daß diese Einrichtung in ihrer Wirkung mit der aus Th. III, 1 bekannten Schleifenkurbel übereinstimmt, für welche man die Länge der Lenkerstange als unendlich groß zu denken hat. Bezeichnet man hier mit v die Geschwindigkeit der gleichförmigen Drehung in dem Mittelpunkte A des Kurbelzapfens, so drückt sich für jede beliebige, um den Winkel $DCK = \omega$ von der wagerechten Lage abweichende Kurbelstellung CK die Geschwindigkeit, welche der Hebelatte ertheilt wird, durch $v \cos \omega$ aus. Diese Geschwindigkeit erreicht ihren größten Werth gleich v in der wagerechten Mittelstellung der Kurbel, wofür $\omega = 0$ ist, während der Anfangs- und Endlage der Hebelatte die Hubgeschwindigkeit $v \cos \frac{\alpha}{2}$ zugehört, wenn wieder α den Winkel der Daumenwelle bedeutet, innerhalb dessen die Hebung erfolgt. Der Halbmesser $AA_1 = \varrho$ des Kurbelzapfens ist für diese Bewegung ohne Einfluß. Damit der Stampfer

aus der höchsten Stellung frei herabfallen kann, hat man den Kurbelzapfen nach der Richtung $B_1 B_2$ zu begrenzen. Aus der Figur ist ersichtlich, daß hier der Angriffspunkt sich auf der Hebelatte um die Strecke $D_1 E_1 = DE = r\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)$ hin und zurück bewegt, was für die Dauer der Hebelatte günstig ist. Auf dem Zapfen wandert der Angriffspunkt um die Bogenlänge $A_1 A_2 = 2 D_1 D_2 = \varrho \alpha$ in demselben Sinne fort, woraus man erkennt, daß unterhalb der wagerechten Linie CD eine gleitende Bewegung zwischen dem Zapfen und der Hebelatte im Betrage

$$r\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) - \frac{\varrho\alpha}{2}$$

und oberhalb der Mitte eine solche um

$$r\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\varrho\alpha}{2}$$

sich einstellt. In Folge der Reibung wird daher der Stampfer während der Drehung des Zapfens durch ACD nach links gedrückt und während der Drehung durch DCB nach rechts gezogen.

Da die Anhubsgeschwindigkeit des Stampfers in A kleiner ist, als die mittlere Geschwindigkeit, so kann man die letztere hierbei größer annehmen, als bei den Evolventendaumen, ohne eine stärkere Stoßwirkung in Kauf nehmen zu müssen; oder man erhält bei gleicher mittlerer Geschwindigkeit des Stampfers geringere Stoßwirkungen.

Beispiel: Gesetzt, daß man für einen Stampfer von $h = 0{,}4$ m Hubhöhe die anfängliche Anhubsgeschwindigkeit nicht größer als 0,5 m zulassen will, so ergiebt sich bei einem Evolventendaumen für das Heben die Zeit t zum Heben

$$t_1 = \frac{h}{c} = \frac{0{,}4}{0{,}5} = 0{,}8 \text{ Secunden.}$$

Für einen cylindrischen Daumen dagegen, dessen Hubwinkel zu $\alpha = 90^0$ vorausgesetzt wird, erhält man dessen Umfangsgeschwindigkeit v unter derselben Bedingung durch

$$0{,}5 = v \cos\frac{\alpha}{2} = v \cos 45^0$$

zu $v = 0{,}707$ m und es folgt der Halbmesser r aus

$$0{,}4 = 2 r \sin 45^0 = 1{,}414\, r$$

zu $r = 0{,}283$ m. Demgemäß ist die Zeit einer Umdrehung bei 0,707 m Umfangsgeschwindigkeit

$$\frac{2 \,.\, 0{,}283 \,.\, 3{,}14}{0{,}707} = 2{,}51 \text{ Secunden,}$$

also die Zeit des Hebens entsprechend einem Drehungswinkel $\alpha = 90^0 = \frac{90}{360} \cdot 2{,}51 = 0{,}63$ Sec., so daß die mittlere Hubgeschwindigkeit des Stam-

pfers zu $\frac{0,4}{0,63} = 0,635$ m sich berechnet. Die Umdrehungszahl der Daumenwelle pro Minute bestimmt sich zu $\frac{60}{2,51} = 23,9$ und wenn die Hübigkeit derselben zu $u = 2$ angenommen wird, so erhält man für den Stampfer in der Minute $z = 47,8$ Schläge. Unter diesen Voraussetzungen ist die Zeit, welche zwischen zwei Hebungen vergeht, gerade gleich derjenigen 0,63 Sec. der eigentlichen Hebung, also größer, als nach (14) erforderlich ist, denn nach dieser Formel ergiebt sich wie in dem Beispiele des vorigen Paragraphen unter denselben Verhältnissen:

$$t_2 + t_3 + t_4 = \frac{0,5}{9,81} + \sqrt{2\frac{0,4 + \frac{0,25}{2\,.\,9,81}}{9,81}} + 0,2 = 0,54 \text{ Secunden.}$$

Trotzdem ist die mögliche Zahl der Schläge bei Anwendung der cylindrischen Daumen größer (47,8) als bei den Evolventendaumen des vorigen Beispiels (44,8).

Würde man den Eingriffswinkel α noch etwas größer wählen, etwa gleich 95°, so würde die mögliche Schlagzahl sich noch etwas erhöhen, etwa auf 50, dagegen würde eine Vergrößerung des Winkels α auf 100° nicht mehr angängig sein, wenn die Daumenwelle zweihübig bleiben soll, indem der Stampfer dabei schon während des Fallens von dem folgenden Daumen aufgefangen würde.

Der erwähnte Vortheil der cylindrischen Daumen, eine größere Hubzahl zu ermöglichen, ist nur bei einem hinreichend großen Werthe des Eingriffswinkels α von Belang, denn der Unterschied zwischen der anfänglichen und mittleren Anhubsgeschwindigkeit wird unbeträchtlich, wenn α abnimmt, wie dies bei drei- und mehrhübigen Daumenwellen der Fall ist, für welche letzteren daher auf die Möglichkeit einer merklichen Steigerung der Hubzahl durch die Anwendung cylindrischer Daumen nicht mehr zu rechnen ist.

Man hat bei den cylindrischen Zapfen zur Vermeidung der gleitenden Reibung auch Reibrollen lose auf die Kurbelwarze gesteckt, wobei zwar zwischen der Hebelatte und der Rolle nur die unbedeutende Walzenreibung auftritt, dagegen stellt sich zwischen der Rolle und dem Zapfen eine Zapfenreibung ein, welche nicht viel geringer ist, als die gleitende Reibung an der Hebelatte bei dem Weglassen der Rolle, weil der Halbmesser der letzteren immer nur wenig größer gemacht werden kann, als der Zapfenhalbmesser. Der geringe erzielbare Vortheil ist dagegen mit dem Nachtheile verbunden, daß der Stampfer aus seiner höchsten Lage nicht frei herabfallen kann, sondern anfänglich einem Zwängen unterliegt, bis die Reibrolle ganz aus dem Bereiche des Stampfers herausgetreten ist. Auch werden die Zapfen und Rollen leicht unrund, da die letzteren nicht einer unausgesetzten Umdrehung, sondern einem hin- und hergehenden Schwingen in geringem Betrage ausgesetzt sind. Hierdurch wird sehr bald ein schlotternder Gang der Rolle herbeigeführt, so daß diese Ausführungsart gar nicht zu empfehlen ist und auch nur selten Anwendung findet.

In anderer Art hat man die gleitende Reibung des Daumens an der Hebelatte bei den sogenannten californischen Stampfwerken vermieden, dadurch nämlich, daß man die Stempel selbst cylindrisch ausführt und ihnen um die eigene Axe diejenige Drehung gestattet, welche ihnen durch die Einwirkung des Hebedaumens mitgetheilt wird. Ein derartiges Stampfwerk[1]), wie solche nament-

[1]) Althans, Ztschr. für Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878, S. 142.

lich in den Gold- und Silberbergwerken im Westen der Vereinigten Staaten Anwendung finden, ist durch Fig. 13 versinnlicht.

Jeder der fünf cylindrischen Stempel *a* wird durch die Evolventendaumen *b* der zweihübigen Daumenwelle *c* erhoben, und zwar sind die Daumen seitlich neben die Stampfer gelegt, so daß vermöge dieser Anordnung die Welle möglichst dicht an die Stempel herangerückt werden kann. Als Hebelatte dient ein auf

Fig. 13.

dem Stempel befestigter Bundring *d*, gegen dessen untere ebene Angriffsfläche der Hebedaumen wirkt. Die daselbst auftretende Reibung veranlaßt bei jedem Heben eine Drehung des Stempels um einen gewissen Winkel und zwar immer nach derselben Richtung. Durch diese Einrichtung wird die gleitende Reibung zwischen Daumen und Hebelatte fast ganz beseitigt und wegen des geringen Abstandes der Daumenebene von der Stempelaxe fällt auch die Reibung in den Führungen *f* nur gering aus. In Folge der Umdrehung der Stampfer soll auch die Abnutzung der Stampferschuhe und der Pochsohle gleichmäßiger sein, als bei dem gewöhnlichen Stampfwerk. Das in der Figur dargestellte Pochwerk arbeitet mit

fünf Stempeln, von denen jeder bei 0,25 m Hub in der Minute 50- bis 60 mal gehoben wird.

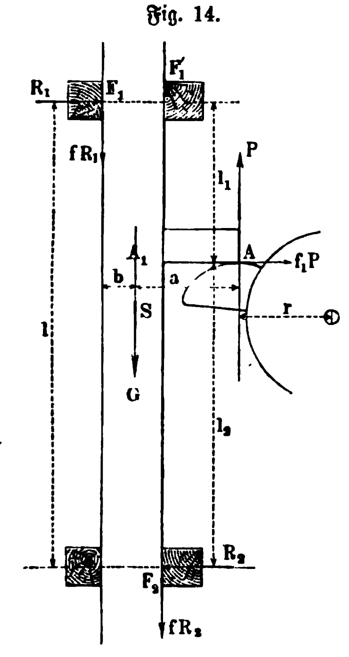
Bei derartigen Stampfern ist dafür zu sorgen, daß immer genügend Material auf der Pochsohle unter den Stempeln sich befinde, weil sonst der Stempel bei zu tiefem Niederfallen mit seiner Anhubscheibe auf die Nabe des Daumens schlägt, womit leicht Brüche verbunden sein können. Das Unterschuren geschieht bei den californischen Pochwerken in der Regel durch Arbeiter.

Arbeitsaufwand. Die mechanische Arbeit, welche zu einem Hube des Stampfers von dem Gewichte G kg auf die Höhe h m unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse erforderlich ist, drückt sich einfach durch

$$A_0 = Gh \text{ mkg} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (15)$$

aus. Wegen der Reibung, welche in den Führungen des Stampfers, sowie zwischen dem Daumen und der Hebelatte stattfindet, ist die thatsächlich aufzuwendende mechanische Arbeit größer als jene reine Hebarbeit, auch geht ein gewisser Betrag an Arbeit durch den Stoß verloren, welcher jedesmal bei dem Beginne des Anhebens zwischen Daumen und Hebelatte auftritt.

Fig. 14.



Zur Bestimmung dieser Nebenhindernisse sei ein Stampfer mit dem gewöhnlichen Evolventendaumen in der mittleren Stellung vorausgesetzt, Fig. 14, in welcher l_1 und l_2 die lothrechten Abstände der Hebelatte AA_1 von den Mitten F_1 der oberen und F_2 der unteren Führung sein mögen, deren Entfernung F_1F_2 mit l bezeichnet werde. Ferner soll

$$a = A_1A$$

den Abstand des Daumeneingriffes von der Mittellinie des Stampfers bedeuten, dessen horizontale Breite $2b$ und dessen Gewicht G sei.

Würden Reibungen weder an den Führungen noch am Daumen auftreten, so hätte man einfach

$$P = G,$$

und für jede der beiden in F_1 und F_2 auftretenden gleichen Druckkräfte der Führungen gegen den Stampfer die Größe:

$$R_1 = R_2 = P\frac{a}{l} = G\frac{a}{l};$$

und zwar ist dieser Seitendruck ganz unabhängig von der Höhenlage der Hebelatte in Bezug auf die Führungen F_1 und F_2, auch behält er dieselbe Größe $P\frac{a}{l}$, wenn die Hebelatte, was in den Ausführungen allerdings nicht vorkommt, oberhalb von F_1 oder unterhalb von F_2 angebracht sein würde.

Gleichen Druck in F_1 und F_2 erhält man auch unter Berücksichtigung der daselbst auftretenden Gleitreibungen, so lange man die Reibung an dem Daumen unbeachtet lassen darf, da für diesen Fall die beiden Seitendrucke R_1 und R_2 die einzigen auf den Stampfer wirkenden Horizontalkräfte sind, welche daher gleich und entgegengesetzt sein müssen. Bezeichnet man mit f den Reibungscoefficienten, so hat man unter Vernachlässigung der Reibung an der Hebelatte die Gleichgewichtsbedingungen:

$$R_1 = R_2 = R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$P = G + f(R_1 + R_2) = G + 2fR \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und für A_1 als Drehpunkt:

$$Pa = Rl + fRb - fRb = Rl \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

so daß aus (2) und (3) $Pa = \frac{P - G}{2f}\, l$, also:

$$P = G\,\frac{l}{l - 2fa} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

folgt. Aus der Gleichsetzung von (2) und (4) ergiebt sich dann:

$$2fR = G\left(\frac{l}{l - 2fa} - 1\right) = 2fG\,\frac{a}{l - 2fa}$$

oder:

$$R = G\,\frac{a}{l - 2fa}.$$

Aus diesen Formeln ersieht man, daß R und P um so größer ausfallen, je größer a im Verhältniß zu l ist, und für $a = \frac{l}{2f}$ würde sogar $P = \infty$, d. h. keine noch so große Kraft P würde unter diesen Verhältnissen die Bewegung hervorrufen können, das Getriebe würde dann wie eine Klemmsperrung wirken.

Die Reibung zwischen dem Daumen und der Hebelatte wirkt in dem Punkte A wagerecht mit der Größe $f_1 P$, wenn f_1 den Reibungscoefficienten daselbst bedeutet. Durch diese in der Richtung von A_1 nach A aus dem Stampfer herausgerichtete Kraft wird der Druck R_1 in der oberen Führung um die Größe $f_1 P\frac{l_2}{l}$ verkleinert, während in der unteren Führung eine

Vergrößerung des Druckes R_2 um $f_1 P \frac{l_1}{l}$ veranlaßt wird. Für den Fall, daß die Hebelatte gerade in der Mitte zwischen F_1 und F_2 befindlich ist, wird die Vergrößerung des Druckes R_2 gerade gleich der Verringerung von R_1, nämlich gleich $f_1 P \frac{l_1}{l} = \frac{1}{2} f_1 P$, so daß unter dieser Voraussetzung die Summe der Reibungswiderstände in F_1 und F_2 durch die Reibung an der Hebelatte eine Veränderung nicht erfährt. Je näher dagegen die Hebelatte der oberen Führung sich befindet, desto größer fällt die Verringerung von R_1 und desto kleiner die Vergrößerung von R_2 aus, so daß eine höhere Lage der Hebelatte eine Verkleinerung der Führungsreibung im Gefolge hat. In dieser Hinsicht würde die günstigste Höhenlage der Hebelatte diejenige sein, für welche der Druck der oberen Führung R_1 gleich Null wird, bei einer noch höheren Lage würde dagegen der Stampfer gegen die andere Führung F_1' gedrückt werden, wodurch wieder eine Vergrößerung der Reibung daselbst hervorgerufen würde.

Allgemein bestimmen sich die Kräfte unter Berücksichtigung der Reibung zwischen dem Daumen und der Hebelatte in folgender Weise. Man hat die Gleichgewichtsbedingungen:

$$P = G + f(R_2 + R_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$f_1 P = R_2 - R_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

woraus

$$R_1 = \frac{P}{2}\left(\frac{1}{f} - f_1\right) - \frac{G}{2f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und

$$R_2 = \frac{P}{2}\left(\frac{1}{f} + f_1\right) - \frac{G}{2f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

folgt. Wählt man ferner zum Mittelpunkte der statischen Momente den Punkt A_1, in welchem die Mittellinie des Stampfers von der Angriffsfläche der Hebelatte geschnitten wird, so erhält man die weitere Gleichung:

$$Pa = R_1 l_1 + R_2 l_2 + f(R_2 - R_1) b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

oder mit den obigen Werthen von R_1 und R_2:

$$Pa = \frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{f} - f_1 l_1\right) - G\frac{l_1}{2f} + \frac{P}{2}\left(\frac{l_2}{f} + f_1 l_2\right) - G\frac{l_2}{2f} + f f_1 P b,$$

woraus nach einfacher Umformung

$$G(l_1 + l_2) = P(l_1 + l_2 - 2fa - f f_1 l_1 + f f_1 l_2 + 2 f^2 f_1 b) \quad . \quad (10)$$

folgt. Es ergiebt sich daher mit $l_1 + l_2 = l$ für P der Ausdruck:

$$P = G \frac{l}{l - 2fa + f f_1 (l_2 - l_1) + 2 f^2 f_1 b} \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

welcher mit $f_1 = 0$ natürlich in denjenigen (4) übergeht.

Für den erwähnten günstigsten Fall, in welchem $R_1 = 0$ ist, hat man für A_1 die Momentengleichung $Pa = R_2 l_2 + fR_2 b$, so daß man, da hierbei $R_2 = f_1 P$ zu setzen ist,

$$Pa = P(f_1 l_2 + f f_1 b) \quad \ldots\ldots \quad (12)$$

erhält, d. h. man hat hierfür die Bedingung

$$l_2 = \frac{a}{f_1} - fb \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

für die Höhenlage des Daumens.

Die oben ermittelte Kraft P ist während der Hebung des Stampfers auf die Höhe h auszuüben, so daß die hierzu erforderliche Arbeit annähernd zu

$$A_1 = Ph = Gh \frac{l}{l - 2fa + ff_1(l_2 - l_1) + 2f^2 f_1 b} \quad . \quad (14)$$

sich bestimmt. Außerdem ist noch zur Ueberwindung der Reibung am Hebedaumen die Kraft $f_1 P$ auf dem Wege gleich der Daumenlänge $s = \frac{h^2}{2r}$ wirksam, wozu eine Arbeit

$$A_2 = f_1 Ps = f_1 \frac{Ph^2}{2r} \quad \ldots\ldots \quad (15)$$

gehört.

Endlich bestimmt sich der Verlust an mechanischer Arbeit bei dem Stoße zu Beginn des Anhebens nach der aus Th. I bekannten Formel zu

$$A_3 = \frac{M_s M_w}{M_s + M_w} \frac{v^2}{2} \quad \ldots\ldots \quad (16)$$

wenn M_s die gestoßene Masse des Stampfers, M_w die auf den Angriffspunkt, also den Halbmesser r, reducirte Masse der armirten Daumenwelle, einschließlich der auf ihr befestigten Daumen und Räder, und v deren Geschwindigkeit in diesem Halbmesser r vorstellt. Diese Geschwindigkeit v und die Anhubsgeschwindigkeit c des Stampfers stehen nach den Formeln des Stoßes in der Beziehung zu einander

$$M_w v = (M_s + M_w) c,$$

also ist

$$v = c \frac{M_s + M_w}{M_w} \quad \ldots\ldots \quad (17)$$

und man kann, sobald die Masse M_w der Welle diejenige M_s des Stampfers bedeutend übertrifft, hinreichend nahe $v = c$, und den Arbeitsverlust gleich

$$A_3 = M_s \frac{c^2}{2} = G \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad (18)$$

setzen. Diese Arbeit wird auf Zusammendrückung der stoßenden Theile des Daumens und der Hebelatte verwendet und geht unter der Annahme eines vollkommen unelastischen Stoßes für die beabsichtigte Hebewirkung gänzlich verloren, indem sie auf Abnutzung der stoßenden Theile wirkend in Wärme umgesetzt wird.

Da der Stampfer nach beendigtem Stoße die Geschwindigkeit c angenommen hat, vermöge deren er die mechanische Arbeit

$$A_4 = G\frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

enthält, so ergiebt sich die ganze, von der Daumenwelle während einer Hebung eines Stampfers aufzuwendende Arbeit ohne Berücksichtigung der Reibung in den Lagern der Welle und an den betreibenden Rädern derselben zu

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

$$= \left(1 + f_1\frac{h}{2r}\right) G h \frac{l}{l - 2fa + ff_1(l_2 - l_1) + 2f^2 f_1 b} + G\frac{c^2}{g} \quad \cdot \quad (20)$$

worin man die Geschwindigkeit c auch durch

$$c = \frac{2\pi r n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

ersetzen kann.

Durch diese Arbeit wird der Stampfer auf die Höhe $h + \frac{c^2}{2g}$ gehoben, so daß er, wenn man von den Nebenhindernissen beim darauf folgenden Herabfallen absieht, beim Aufschlagen auf die zu zerkleinernde Masse eine Arbeitsleistung von

$$A_0 = G\left(h + \frac{c^2}{2g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

auszuüben vermag. Das Verhältniß

$$\frac{A_0}{A} = \eta \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

kann man den Wirkungsgrad des aus dem Stampfer und Daumen bestehenden Getriebes nennen.

Es berechnet sich natürlich die von der Welle auf ein Stampfwerk mit m Stampfern zu übertragende ganze Arbeit, wenn jeder Stampfer in der Minute $z = nu$ Schläge macht, zu $N = \frac{m z A}{60 \cdot 75}$ Pferdekraft.

In Betreff der Ermittelung der in den Wellenlagern und zwischen den Triebrädern auftretenden Nebenhindernisse muß auf Th. III, 1 verwiesen werden.

Man gewinnt von den Kraftverhältnissen des Stampfwerkes eine klare Anschauung aus dem Diagramm, Fig. 15, worin man die Reibungen in F_1 und F_2 einfach dadurch berücksichtigt, daß man die Wirkungen der Führungen gegen den Stampfer nicht senkrecht zu den Führungen, sondern in den Richtungen $E_1 F_1$ und $E_2 F_2$ annimmt, welche gegen die Normalrichtungen zu den Stützflächen unter dem Reibungswinkel

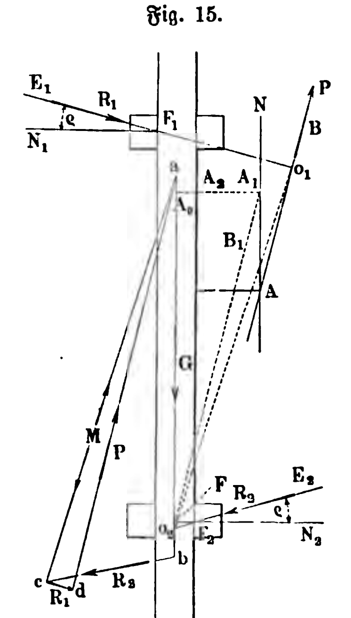
$$E_1 F_1 N_1 = E_2 F_2 N_2 = \varrho$$

geneigt sind, der durch

$$tg \varrho = f$$

bestimmt ist. Der von oben nach unten gerichtete Sinn dieser Kräfte ergiebt sich mit Rücksicht darauf, daß die Reibungen in F_1 und F_2 der aufsteigenden Bewegung des Stampfers entgegen wirken.

Fig. 15.



In gleicher Weise hat man die Wirkung des Daumens gegen die Hebelatte in A nicht in der lothrechten Richtung, sondern unter dem Reibungswinkel

$$\varrho_1 = arctg f_1 = NAB$$

hiergegen geneigt anzunehmen. Demgemäß läuft die ganze Untersuchung auf diejenige für das Gleichgewicht der vier auf den Stampfer wirkenden Kräfte R_1 in $E_1 F_1$, R_2 in $E_2 F_2$, P in AB und G in der Mittellinie des Stampfers hinaus.

Zu diesem Gleichgewichte muß die Mittelkraft M von zweien der Kräfte, etwa R_1 und P, der Mittelkraft der beiden anderen Kräfte R_2 und G gleich und in derselben Geraden entgegengesetzt sein. Diese fragliche Mittelkraft muß daher eben sowohl durch den Durchschnitt o_1 zwischen R_1 und P, wie auch durch den Schnitt o_2 zwischen R_2 und G gehen, also in die Richtung der Verbindungslinie $o_1 o_2$ hineinfallen.

Macht man daher nach einem entsprechend gewählten beliebigen Kräftemaßstabe die Strecke $ab = G$, und zerlegt dieses Gewicht in die beiden Seitenkräfte ac parallel mit $o_1 o_2$ und cb parallel $F_2 E_2$, so erhält man in $bc = R_2$ die Wirkung der unteren Führung gegen den Stampfer in F_2 und in ac die Mittelkraft aus dieser Wirkung R_2 und dem Stampfer-

gewicht G. Man hat daher die dieser Mittelkraft $M = ac$ entgegengesetzte Strecke ca nach den Richtungen cd parallel $E_1 F_1$ und da parallel AB zu zerlegen, um in $da = P$ diejenige Strecke zu erhalten, welche nach dem gewählten Kräftemaßstabe die in A in der Richtung AB vom Daumen auf die Hebelatte zu äußernde Kraft vorstellt. Ebenso giebt die Strecke cd der Richtung und Größe nach die Kraft R_1 an, mit welcher die obere Führung in F_1 auf den Stampfer wirkt. Man erkennt aus der Zeichnung, daß R_1 kleiner als R_2 ausfällt, weil die Richtung da oder AB gegen die Verticale geneigt ist, d. h. wegen der Reibung am Daumen. Es ist auch leicht zu erkennen, daß die Kraft R_1 ganz verschwindet, sobald d mit c zusammenfällt, d. h. sobald die Mittelkraft M eine mit BA parallele Richtung annimmt. Zieht man daher durch o_2 die Gerade $o_2 B_1$ parallel zu AB, d. h. unter dem Reibungswinkel ϱ_1 gegen das Loth geneigt, und ferner durch A eine lothrechte Linie, so erhält man in $A_1 A_2$ diejenige Höhenlage der Hebelatte, für welche die obere Führung einem Drucke nicht ausgesetzt ist. Der Abstand $A_2 F_2$ ergiebt sich aus der Figur leicht zu

$$A_2 F_2 = A_0 o_2 - F o_2 = \frac{a}{f_1} - fb,$$

entsprechend der oben gefundenen Gleichung (13).

Beispiel. Wenn ein Stampfwerk mit 12 Stampfern von den in dem Beispiele des §. 6 berechneten Verhältnissen versehen wird, so ist die Arbeit bei einem Gewichte jedes einzelnen Stampfers von 150 kg zu ermitteln. Es war hierfür der Halbmesser $r = 0{,}358$ m und die Länge der Hebelatte zu 0,21 m bestimmt; setzt man eine Dicke des Stampfers $2b = 0{,}2$ m voraus, so ist $a = 0{,}31$ m, und wenn man $l_1 = l_2 = 1{,}2$ m annimmt und die Reibungscoefficienten $f = f_1 = 1/8$ zu Grunde legt, so findet man nach (14) für einen Stampfer und einen Hub gleich 0,4 m die Arbeit

$$A_1 = Ph = 150 \,.\, 0{,}4 \frac{2{,}4}{2{,}4 - 2 \,.\, \frac{1}{8} 0{,}31 + \frac{1}{8}\frac{1}{8}(1{,}2 - 1{,}2) + 2 \frac{1}{64}\frac{1}{8} 0{,}1}$$

$$= 155 \,.\, 0{,}4 = 62 \text{ mkg},$$

also $P = 155$ kg und die Arbeit der Reibung am Daumen

$$A_2 = \frac{1}{8}\, 155 \frac{0{,}4 \,.\, 0{,}4}{2 \,.\, 0{,}358} = 4{,}3 \text{ mkg}.$$

Ferner ist für die vorausgesetzte Anhubsgeschwindigkeit $c = 0{,}5$ m der Stoßverlust

$$A_3 = 150 \frac{0{,}5 \,.\, 0{,}5}{2 \,.\, 9{,}81} = 150 \,.\, 0{,}013 = 1{,}9 \text{ mkg}$$

und ebenso groß die vermöge dieser Geschwindigkeit in dem Stampfer angesammelte Arbeit. Daher ist der ganze Arbeitsaufwand

$$A = 62 + 4{,}3 + 1{,}9 + 1{,}9 = 70{,}1 \text{ mkg},$$

so daß der Wirkungsgrad eines Stampfers ohne Berücksichtigung der Zahn- und Zapfenreibung der Welle zu

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{150 \,.\, (0,4 + 0,013)}{70,1} = \frac{61,9}{70,1} = 0,88$$

folgt. Für 12 Stampfer und 40 Hübe in jeder Minute berechnet sich daher die von der Daumenwelle auszuübende Leistung zu

$$N = \frac{12 \,.\, 40 \,.\, 70,1}{60 \,.\, 75} = 7,5 \text{ Pferdekraft.}$$

Setzt man für die Daumenwelle selbst wegen der Reibungswiderstände in den Lagern und zwischen den Zähnen des Triebrades einen Wirkungsgrad von 0,9 voraus, so ist die von der Betriebsmaschine auf die Daumenwelle zu übertragende Arbeit zu

$$\frac{7,5}{0,9} = 8,3 \text{ Pferdekraft}$$

anzunehmen. Der Wirkungsgrad des ganzen Stampfwerkes, einschließlich der Welle berechnet sich demgemäß zu

$$0,9 \,.\, 0,88 = 0,79.$$

§. 9. **Anordnung der Daumen.** Die Art und Weise, wie die Hebelatten in den Stempeln verzapft und darin durch Keile festgehalten werden, ist schon in den Fig. 7 und 8 dargestellt, auch ist daraus ersichtlich, daß die Angriffsfläche der Hebelatte durch eine aufgeschraubte Eisenplatte gebildet wird. Da mit dem Abführen des Pocheisens und dem Verändern der Pochsohle die Stellung des Stampfers gegen die Daumenwelle geändert wird, so ist es zweckmäßig, die Hebelatte so im Stampfer zu befestigen, daß ihre Höhenlage entsprechend verändert werden kann, was durch eine Verkeilung sowohl von oben wie von unten erreicht wird. Um ferner einen Stampfer zum Zwecke des Ersatzes oder einer Reparatur aus dem Gerüste herausheben zu können, empfiehlt sich die Anordnung eines Haspels oder einer Winde, während zum bloßen Außergangsetzen eine einfache Sperrklinke dient, welche in eine Vertiefung des Stampfers einfällt, sobald derselbe zu solcher Höhe erhoben wird, daß die Hebelatte der Einwirkung des unter ihr kreisenden Daumens entzogen ist.

Fig. 16.



Die Daumen sind entweder ganz aus Holz oder aus Gußeisen und Holz, seltener ganz aus Gußeisen gefertigt. Fig. 16 zeigt die Befestigung des hölzernen Daumens AG in der gleichfalls hölzernen Welle CW mit Hülfe des Keiles M, dessen Zurücktreten durch einen Vorstecknagel bei N verhindert wird.

Der Querschnitt einer gußeisernen hohlen Welle, deren Daumen theils aus Gußeisen, theils aus Holz bestehen, ist in Fig. 17 abgebildet. Man

erkennt hieraus, wie die Welle A an der betreffenden Stelle mit dem verstärkten Nabensitze B versehen ist, auf welchen der Ring D gekeilt wird, dessen angegossene Ansätze E den hölzernen Daumen H zur Auflagerung und Befestigung durch je zwei Schrauben dienen.

Wenn die Hübigkeit der Welle, d. h. die Anzahl der in einem Querschnitte derselben anzubringenden Daumen, eine größere ist, was immer bei langsam umgehenden Wellen der Fall sein wird, so ist ein so großer Anhubshalbmesser r erforderlich, daß es nöthig wird, die Welle aufzusatteln, d. h. mit einem sogenannten Korbe zur Aufnahme der Hebedaumen zu versehen. Wie eine solche Auffattelung aus einzelnen Dauben B zusammengesetzt wird, die durch eiserne Ringe zusammengehalten werden, ist aus Fig. 18 ersichtlich. Da ein solcher Sattel für jeden Stampfer besonders angeordnet wird, um das Gewicht der Welle nicht unnöthig zu vergrößern,

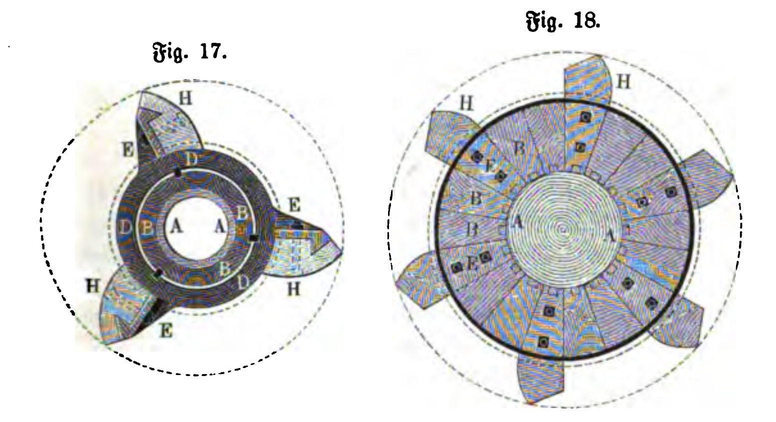


Fig. 17. Fig. 18.

so ist eine bequeme Befestigung der Daumen HE mittelst hindurchgehender Schrauben ermöglicht.

Eine besondere Beachtung verdient die gegenseitige Stellung der einzelnen Hebedaumen auf der Welle eines Stampfwerkes, indem die Anordnung so zu treffen ist, daß ein möglichst gleichmäßiger Widerstand und ein guter Arbeitsgang erzielt wird.

Zu dem ersteren Zwecke ist es erforderlich, die Daumen einer Welle so zu vertheilen, daß niemals zwei Daumen zugleich das Anheben beginnen, sondern die Stampfer in regelmäßiger Aufeinanderfolge aufsteigen, so daß das Anheben der einzelnen Stampfer immer nach gleich großen Zwischenräumen erfolgt. Bezeichnet wieder u die Hübigkeit der Daumenwelle oder die Anzahl der in demselben Querschnitte gleichmäßig versetzten Daumen, und ist m die Gesammtzahl der Stampfer in dem Stampfwerke, so bestimmt

sich der Winkel φ, um welchen sich die Welle zwischen zwei auf einander folgenden Anhüben dreht, zu

$$\varphi = \frac{360^0}{m u}.$$

Zur Erzielung eines guten Arbeitsganges ist es ferner erforderlich, daß man die Stampfer jedes einzelnen Pochsatzes, wenn deren Zahl mehr als zwei beträgt, derartig hebt, daß so viel als möglich nicht die benachbarten, sondern möglichst von einander entfernte Stampfer dieses Satzes nach einander gehoben werden. Bezeichnet man die Stampfer des Satzes der Reihe nach mit den natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4 ..., so wählt man daher bei dreistempeligen Pochsätzen eine Aufeinanderfolge in der Hebung, welche durch

1, 3, 2, 1, 3, 2 ....,

bei vierstempeligen durch

1, 4, 2, 3, 1, 4, 2, 3 ... und

bei fünfstempeligen durch

1, 4, 2, 5, 3, 1, 4 ...

ausgedrückt ist.

Nur wenn der seltener vorkommende Fall vorliegt, daß das Eintragen unter einem Endstempel und das Austragen an dem entgegengesetzten Ende des Stampftroges stattfindet, läßt man die Stempel in ihrer natürlichen Aufeinanderfolge 1, 2, 3, 4, 1, 2, 3, 4 ... fallen, wie es für die Verdrängung des Pochgutes in der beabsichtigten Richtung förderlich ist.

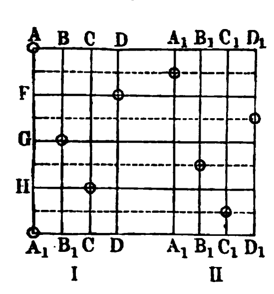
Fig. 19.

Um die diesen Grundsätzen entsprechende Vertheilung der Daumen zu veranschaulichen, denke man sich die Oberfläche der Daumenwelle abgewickelt, wobei die Theilkreise, d. h. die Umfänge, in denen die Daumen eines Stampfers angebracht sind, als gerade Linien erscheinen. Es seien z. B. in Fig. 19 diese Theilkreise für einen fünfstempeligen Pochsatz durch die parallelen Linien AA, BB, CC, DD und EE dargestellt und es sei die Länge dieser Linien $AA = BB = \frac{2\pi r}{u}$, d. h. gleich der im Theilkreise gemessenen Entfernung von zwei auf einander folgenden Daumen

desselben Stampfers gemacht. Denkt man sich dann diese Entfernung AA durch F, G, H und I in so viel gleiche Theile getheilt, als der Pochsatz Stampfer enthält, also in dem vorliegenden Falle in fünf, und zieht durch die Theilpunkte die zu AA senkrechten Linien, so ist es deutlich, daß die mit a, b, c, d und e bezeichneten Durchschnittspunkte diejenigen Stellen auf der abgewickelten Oberfläche der Daumenwelle angeben, in denen die Daumen für die gleichbezeichneten Stampfer A, B, C, D und E des Pochsatzes angebracht werden müssen. Man hat sich daher bei einer Hübigkeit der Welle gleich u das Rechteck $AAEE$ $u$mal auf den Umfang der Welle an der betreffenden Stelle herumgelegt zu denken, um für sämmtliche Daumen des Pochsatzes die Befestigungspunkte zu bestimmen. Hierbei nehmen natürlich die zu AA senkrechten Linien auf dem Wellenumfange zu der Axe parallele Lagen an.

Wenn die Daumenwelle mehrere Pochsätze von gleicher Anordnung bewegen soll, z. B. drei, wie in der Figur vorausgesetzt ist, so findet man ebenso die Stellung der Daumen für diese Sätze leicht, wenn man jede der Entfernungen AF, FG, GH, HI und IA in so viel gleiche Theile theilt, als Pochsätze an der Welle hängen. Zieht man auch durch die so erhaltenen Theilpunkte die in der Figur punktirten, zu AA senkrechten Linien, so ergeben dieselben in den Durchschnitten mit den Theilkreisen $A_1 B_1 C_1 D_1$ und E_1 sowie $A_2 B_2 C_2 D_2$ und E_2 der folgenden Pochsätze in der aus der Figur leicht ersichtlichen Art die Stellen, wo die Daumen der einzelnen Pochsätze angebracht werden müssen, wenn man den oben angegebenen Bedingungen genügen will.

Fig. 20.



Obwohl hiernach die Vertheilung der Daumen in jedem Falle deutlich sein wird, ist doch in Fig. 14 zur näheren Erläuterung die Abwickelung der Daumenwelle noch für ein Stampfwerk mit zwei vierstempeligen Pochsätzen angegeben.

Betrieb der Stampfwerke. Die Daumenwelle der bisher besprochenen Poch- und Stampfwerke erhält sehr häufig ihren Betrieb durch Wasserräder oder Dampfmaschinen, zuweilen auch durch Windräder; Göpelwerke wird man kaum dazu verwenden. Nur in seltenen Fällen wird man hierbei die Welle der Kraftmaschine unmittelbar mit der Daumenwelle verkuppeln können, wenn nämlich die Umdrehungszahl der Kraftmaschine einestheils nicht größer ist, als die gewöhnlich übliche Schlagzahl $z = 40$ bis 60 der einzelnen Stampfer und andererseits nicht so klein ist, daß die §. 10.

Hübigkeit u der Daumenwelle sehr groß ausfallen würde. Ein oberschlächtiges Wasserrad z. B., das unter normalen Verhältnissen etwa vier bis sechs Umdrehungen macht, würde eine Anzahl von 10 bis 12 Daumen im Umfange erfordern, welche Anzahl auch selbst bei einer starken Auffattelung nicht erreichbar wäre. In diesem Falle wird man daher durch ein Zahnradvorgelege der Daumenwelle eine größere Umlaufszahl ertheilen. Dieses Vorgelege wird man bei oberschlächtigen Rädern nur etwa dann vermeiden können, wenn dieselben nur kleine Durchmesser und daher große Umdrehungszahlen (8 bis 10 in der Minute) haben, welche Anordnung aber nur einen geringen Wirkungsgrad erreichen läßt. Die unterschlächtigen Räder dagegen, und zumal die Poncelet'schen Räder, haben meist Umlaufsgeschwindigkeiten, vermöge deren sie 8 bis 12 Umdrehungen in der Minute machen und bei Anordnung von drei- bis fünfhübigen Daumenwellen daher zum directen Betriebe geeignet sind.

Turbinen werden dagegen in sehr vielen Fällen über 50 Umdrehungen machen, so daß durch ein Vorgelege die Umdrehung verlangsamt werden muß. Dies wird insbesondere immer nöthig werden, wenn das Gefälle des Wassers ein bedeutendes ist und daher zur Fassung der nur kleinen Aufschlagmenge auch der Durchmesser des Rades nur klein angenommen werden darf, sofern das letztere am ganzen Umfange beaufschlagt wird.

Bei geringem Gefälle und großer Wassermenge, ebenso wie bei der Anordnung des Rades als Partialturbine, erhält man zwar unter Umständen eine mäßige Umdrehungszahl des Rades, welche für einen directen Betrieb geeignet wäre, da aber die Turbinenwelle in den weitaus häufigsten Fällen stehend angeordnet wird, so ist auch hierfür die Uebertragung der Bewegung auf die liegende Daumenwelle durch Einschaltung eines Paares von Kegelrädern zu bewirken.

Beim Bergbau kommt es vor, daß das Wasserrad zum Umtriebe eines Pochwerkes tief unten im Schachte hängt, in welchem Falle man die Bewegung durch ein Stangen- oder Kettenvorgelege auf das Stampfwerk übertragen kann.

Wassersäulenmaschinen müssen, wenn sie zur Bewegung von Stampfwerken dienen sollen, als rotirende gebaut werden und machen bei langsamer Bewegung ebenfalls die Anordnung eines Vorgeleges zur Vergrößerung der Umdrehungszahl nöthig. Bei der Verwendung von Dampfmaschinen zum Betriebe wird dagegen die Bewegung meistens durch ein Vorgelege verlangsamt werden müssen, da die Kurbelwelle der mittelgroßen und kleineren Dampfmaschinen gewöhnlich eine beträchtlich größere Anzahl von Umdrehungen macht, als für die Stampfer Hübe zulässig sind.

Wenn, wie es zuweilen in Oelmühlen gefunden wird, die Bewegung der Stampfer durch ein Windrad bewirkt werden soll, so kann man entweder die

Stampfer unmittelbar durch die Ruthenwelle anheben, oder von dieser eine aufrecht stehende Welle, **Königswelle**, in Umdrehung setzen, welche durch zwei Kegelräder die Daumenwelle bewegt.

Im Folgenden sind einige Skizzen für verschiedene Betriebsweisen der Stampfwerke angeführt, welche leicht verständlich sind.

Fig. 24.

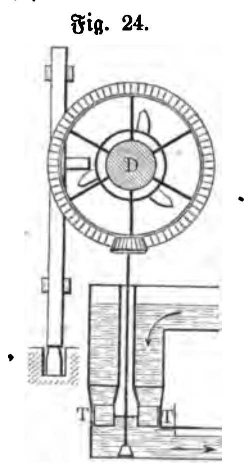


Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23.

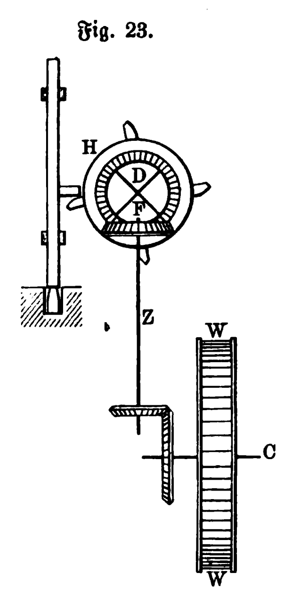


Fig. 21 (a. v. S.) zeigt den Betrieb durch das oberschächtige Rad W mit Hülfe der Zahnräder Z_1 und Z_2, durch welche die Daumenwelle D von der Wasserradwelle C mit vergrößerter Geschwindigkeit angetrieben wird.

Aus Fig. 22 (a. v. S.) ist die Anordnung eines Stangenvorgeleges zwischen dem am Schachte hängenden Kropfrade W und der Daumenwelle D ersichtlich, wobei die letztere durch vier an Kurbelzapfen F angreifende Zugstangen Z von beträchtlicher Länge umgetrieben wird. Bei geringerer Tiefe kann statt dessen auch die Anordnung der stehenden Zwischenwelle Z, Fig. 23 (a. v. S.), gewählt werden, welche durch Kegelräder einerseits von der Wasserradwelle C umgedreht wird und andererseits die Daumenwelle D antreibt. Wie die schnell umgehende Turbine T, Fig. 24 (a. v. S.), durch ein Kegelräderpaar die Daumenwelle D langsamer umdreht, ist aus der Figur ersichtlich. Fig. 25 zeigt die Anordnung eines Wassersäulenzwillings, dessen langsame Umdrehung durch die Stirnräder Z_1 und Z_2 eine schnellere Umdrehung der Daumenwelle D hervorbringt, und es kann diese Figur auch für die Anwendung einer Zwillingsdampfmaschine gelten, wenn man die beiden Zahnräder Z_1 und Z_2 gegen einander vertauscht, so daß die Uebersetzung eine Verlangsamung der Bewegung bewirkt. In Fig. 26 endlich ist noch der directe Antrieb durch die langsam gehende Dampfmaschine M angedeutet.

Fig. 25.

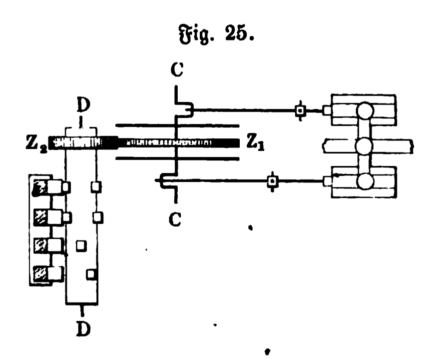
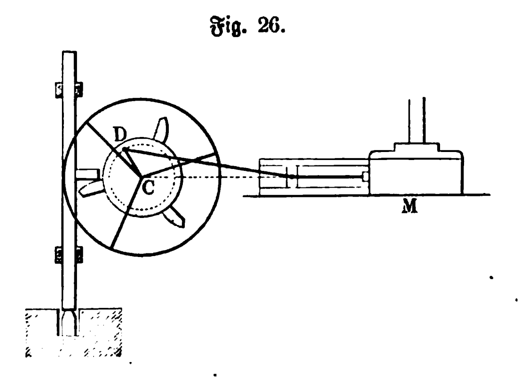


Fig. 26.



§. 11. Stampfwerke mit Kurbelbetrieb.

Man hat auch dem Stampfer die auf- und niedersteigende Bewegung anstatt durch Hebedaumen mittelst einer Kurbel ertheilt, an deren Zapfen der Stampfer durch eine Lenkerstange

angeschlossen ist. Diese Anordnung unterscheidet sich von der bisher besprochenen durch Hebedaumen wesentlich dadurch, daß hierbei auch der Niedergang durch die treibende Welle bewirkt wird, so daß die Geschwindigkeit des Stampfers von derjenigen der Kurbelwelle abhängt und nicht, wie bei den vorbesprochenen Stampfern, durch die Beschleunigung der Schwere hervorgerufen wird. Da hierbei der Stampfer fortwährend in Verbindung mit der treibenden Kurbel bleibt, so wird bei beginnendem Anheben ein Stoß nicht auftreten, wie er sich bei der Bewegung durch Hebedaumen immer einstellt. Man kann deswegen bei dieser Bewegungsart die Geschwindigkeit des Stampfers viel größer annehmen, als dies bei dem Daumenbetriebe wegen der Rücksicht auf den gedachten Stoß möglich ist, und man läßt solche Stampfer daher immer viel mehr Schläge machen (100 bis 150 in der Minute).

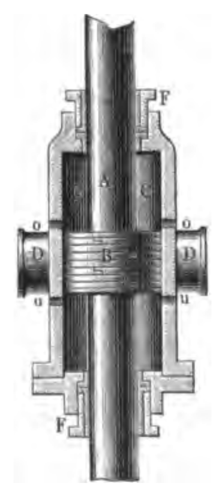
Wollte man bei diesen Maschinen zwischen dem Stampfer und der Kurbel durch eine *starre* Lenkerstange eine unnachgiebige Verbindung herstellen, so wären Brüche unvermeidlich, wie man leicht erkennt. Denkt man sich nämlich, der Stampferschuh treffe auf das unter ihm befindliche Material, so muß wegen der gedachten starren Verbindung der Stampfer bis zu der dem unteren Todtpunkte der Kurbel zugehörigen tiefsten Stellung herabgehen. Dieser Bewegung setzt das zu zerkleinernde Material den seiner Festigkeit entsprechenden Widerstand entgegen, welcher durch den Druck der Lenkerstange überwunden werden muß. Da dieser Widerstand nun bei entsprechend hoher Schichtung des Materials auf der Pochsohle außerordentlich große Werthe annehmen kann, so wird ein Bruch der Lenkerstange oder eines ihrer Zapfen oder der Kurbelwelle eintreten müssen, sobald jener Widerstand einen Betrag erreicht, der die Festigkeit des betreffenden schwächsten Gliedes übersteigt. Bei den durch Daumen gehobenen Stampfern stellt sich dieser Uebelstand deswegen nicht ein, weil der beim Fallen von der Daumenwelle gänzlich abgelöste Stampfer nicht gezwungen ist, stets bis zu einer bestimmten Tiefe herabzugehen, sondern immer nur so weit herabfallen kann, bis die in ihm aufgespeicherte mechanische Arbeit durch den Widerstand des Materials gerade aufgezehrt ist.

Aus diesem Grunde hat man den Stampfer mit der Kurbel immer durch ein Glied von solcher Nachgiebigkeit zu verbinden, daß der Kurbelzapfen seine Bewegung stets bis zu seiner tiefsten Stellung im unteren Todtpunkte fortsetzen kann, auch wenn der Stampfer bereits durch den Widerstand des unter ihm befindlichen Materials angehalten ist. Zu diesem Behufe bewirkt man die Vereinigung zwischen der Lenkerstange und dem Stampfer durch ein federndes Glied, und zwar wählt man hierzu bei Stampfwerken ein elastisches *Luftkissen*, während man bei gewissen ähnlich bewegten *Schmiedehämmern* eine stählerne Blattfeder anwendet, wie dies bei der

Behandlung derartiger Maschinen in einem späteren Capitel beschrieben wird.

In welcher Weise das gedachte Luftkissen zur Wirkung gebracht wird, ist aus Fig. 27 ersichtlich. Der cylindrische Schaft *A* des Stampfers ist hier mit einem Kolben *B* versehen, der in dem ausgebohrten Cylinder *C* luftdicht beweglich ist. Dieser Cylinder empfängt die auf- und abgehende Bewegung durch die an eine Kurbel angeschlossene Lenkerstange, welche gabelförmig gestaltet ist, um die beiden an den Cylinder angegossenen Zapfen *D* zu ergreifen. Die Stopfbüchsen *F* in den Deckeln des Cylinders bewirken den luftdichten Abschluß der hindurchtretenden Kolben- oder Stampferstange *A*.

Fig. 27.



Vermöge dieser Anordnung geht die Bewegung des Stampfers folgenderart vor sich. Es werde angenommen, daß, wenn die Kurbel in der unteren Todtlage, also der Cylinder *C* in seiner tiefsten Stellung sich befindet, der Kolben *B* gerade die Mitte des Cylinders einnimmt und der Stampfer auf dem Pochgute aufruht. In dieser Stellung sind die Räume zu beiden Seiten des Kolbens im Cylinder mit atmosphärischer Luft gefüllt, indem das Innere des Cylinders mit der äußeren Luft durch die Oeffnungen *o* und *u* in Verbindung gebracht ist. Wenn daher der Cylinder durch die Umdrehung der Kurbel zum Aufsteigen veranlaßt wird, so nimmt zunächst der Stampfer an dieser Bewegung noch nicht Theil, da die Reibung in den Stopfbüchsen und an dem Kolben jedenfalls geringer ist, als das Gewicht des Stampfers. Sobald nun bei der aufsteigenden Bewegung des Cylinders die unteren Luftöffnungen *u* durch den noch still stehenden Kolben verdeckt werden, findet bei der weiteren Aufwärtsbewegung im Inneren des Cylinders unterhalb des Kolbens eine Zusammendrückung der daselbst abgeschlossenen Luft statt, mit welcher Zusammendrückung eine entsprechende Vergrößerung der Spannung dieser Luft verbunden ist. Sobald die Spannung so groß geworden ist, daß der Druck der Luft auf die untere Kolbenfläche den atmosphärischen Druck auf die obere Kolbenfläche um einen Betrag übersteigt, welcher etwa gleich dem Eigengewichte des Stampfers ist, wird auch der letztere zu einem Emporsteigen veranlaßt werden. Die aufsteigende Bewegung des Stampfers wird dabei ohne einen Stoß eingeleitet, indem die unter dem Kolben in dem Cylinder abgeschlossene Luft wie ein elastisches Polster wirkt, auf welchem der Kolben mit dem daran hängenden Stampfer ruht. Damit der

Kolben überhaupt in Bewegung geräth, muß die Luft unter demselben zunächst noch weiter zusammengepreßt werden, so daß die gegen die Unterfläche des Kolbens wirkende Spannung die erforderliche Beschleunigung des Stampfers hervorrufen kann.

Wenn die Kurbel sich vom unteren todten Punkte bis zu derjenigen Stellung gedreht hat, welcher die größte Geschwindigkeit des Cylinders zugehört, also um nahezu 90°, so verlangsamt sich die aufsteigende Geschwindigkeit des Cylinders allmälig, bis dieselbe in der oberen Todtstellung der Kurbel zu Null wird. Während dieser Bewegung wird die unter dem Kolben befindliche Luft sich wieder so weit ausdehnen, daß ihre Spannung gerade genügt, den Stampfer zu tragen. Wenn darauf bei der weiteren Drehung der Kurbel der Cylinder seine absteigende Bewegung beginnt, so muß der Cylinder dem Kolben voraneilen, weil die Beschleunigung des Cylinders im todten Punkte ihren größten Werth annimmt, während der von der Luft unter ihm getragene Kolben für diesen Punkt eine Beschleunigung gleich Null hat. Erst allmälig, wenn die Luftpressung unter dem Kolben kleiner und kleiner wird, wirkt auf den Stampfer der Ueberschuß seines Eigengewichtes über diese Luftpressung beschleunigend ein, und zwar erreicht die beschleunigende Kraft erst in dem Augenblicke den vollen Betrag der Schwerkraft, in welchem die unter dem Kolben befindliche Luft wieder atmosphärische Spannung angenommen hat, was, wenn kein Entweichen von Luft durch die Stopfbüchsen eintrat, in dem Augenblicke der Fall ist, in welchem die unteren Oeffnungen u wieder frei werden. Von diesem Augenblicke an fällt der Stampfer lediglich unter dem Einfluß der Schwere so lange, bis der voraneilende Cylinder die oberen Oeffnungen o über den Kolben schiebt, so daß nun oberhalb des Kolbens eine bestimmte Luftmenge abgesperrt ist, welche nun ebenfalls die Wirkung einer Feder übernimmt. Da diese Luft bei der schnellen Bewegung des Cylinders nämlich einer starken Zusammenpressung unterworfen ist, so wird in Folge ihres Druckes auf die obere Fläche des Kolbens diesem und dem Stampfer eine entsprechende Beschleunigung ertheilt, so daß der letztere mit einer größeren Geschwindigkeit auf das Pochgut trifft. Um eine Erhitzung des Cylinders durch die mit der Zusammendrückung der Luft verbundene Wärmeentwickelung zu verhüten, kühlt man den Cylinder durch einen Strahl Wasser ab, welches in den Pochtrog herabfließt.

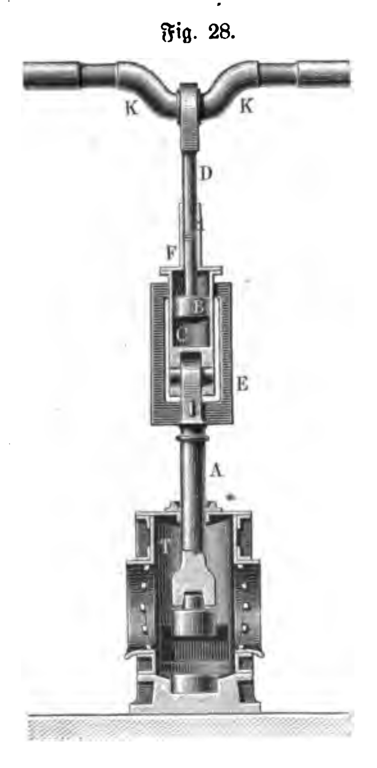
In neuerer Zeit sind diese sogenannten pneumatischen Stampfen von Husband [1]) so verändert worden, wie Fig. 28 (a. f. S.) erkennen läßt. Hierbei ist die Kolbenstange D mit einem Kopflager an den Kurbel-

---

[1]) Proceedings of the Mining Institute of Cornwall. Vol. I. 1884.

zapfen der Welle *K* gehängt und der Cylinder *C* mit dem Stampfer durch einen starken Zapfen *E* verbunden, so daß der Cylinder ähnlich wie bei oscillirenden Dampfmaschinen um diesen Zapfen schwingen kann. In Folge dieser Anordnung ist nur eine Stopfbüchse *F* erforderlich, und zwar ist dieselbe derart ausgeführt, daß die Kolbenstange mit einigen stählernen Dichtungsringen *d* in der röhrenförmigen Stopfbüchse geführt wird, so daß der dichte Abschluß in ähnlicher Art wie bei dem Kolben *B* im Inneren des Luftcylinders bewirkt wird. Im Uebrigen ist die Wirkungsweise dieser Stampfe nicht wesentlich verschieden von derjenigen der durch Fig. 27 vorgestellten Anordnung.

Fig. 28.



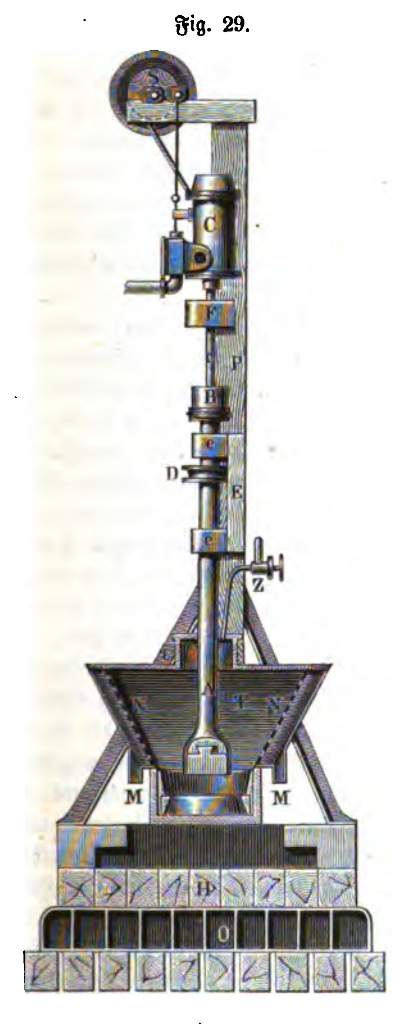
Jeder dieser Stampfer arbeitet in der Regel in einem besonderen Stampftroge *T*, welcher auf drei Seiten mit Sieben zum Austragen des gepochten Gutes (s. §. 13) versehen ist, während die vierte Seite die Eintragöffnung enthält. Der Stampfer hatte bei der in der angeführten Quelle angegebenen Maschine ein Gewicht von 9 Ctrn. und machte in der Minute 120 bis 125 Schläge. Wegen des bedeutenden Stampfergewichtes, sowie wegen der großen Schlagzahl ist die Leistung eines solchen Stampfers erheblich größer, als die eines der gewöhnlichen durch Daumen gehobenen Stampfer; die Wirkung scheint eine sehr befriedigende zu sein.

Man hat auch wohl die Stampfer in ein- oder zweiarmige Hebel gehängt, welche durch Kurbeln bewegt werden; diese Anordnungen, bei welchen ebenfalls eine nachgiebige Verbindung des Stampfers mit dem Hebel nothwendig ist, sind in gewisser Art ähnlich den entsprechend gebauten Hebelhämmern zum Schmieden, welche in dem von diesen Maschinen handelnden Capitel besprochen werden.

§. 12. Dampfpochwerk. Zum Pochen der Kupfererze verwendet man in Canada mit Vortheil direct wirkende Dampfpochwerke, bei welchen die

auf- und absteigende Bewegung des Stampfers durch einen Dampfkolben hervorgerufen wird, dessen Kolbenstange, in der Verlängerung des Stampfers liegend, mit dem letzteren unmittelbar verbunden ist, so daß die Anordnung eine gewisse Uebereinstimmung mit derjenigen der zum Schmieden gebrauchten Dampfhämmer zeigt. Ein solcher Dampfstampfer nach der Bauart von Ball[1] ist durch Fig. 29 dargestellt. Die cylindrische, unten zur Befestigung des Stampfschuhes entsprechend verbreiterte Stampferstange *A* ist mit der aus dem Dampfcylinder *C* nach unten heraustretenden Kolbenstange *c* durch eine Büchse *B* verbunden, in welcher durch eingelegte Gummischeiben die Verbindung derartig elastisch bewirkt ist, daß die Stoßwirkungen des Stampfers *A* sich nicht auf die Kolbenstange des Dampfcylinders übertragen. Die Führung des Stampferschaftes *A* geschieht durch die beiden Lager *e* in dem Rahmen *E*, und durch eine zwischen diesen Lagern befindliche Riemscheibe wird dem Stampfer eine Drehbewegung ertheilt, zu welchem Zwecke ein Riemen von einer vorhandenen Betriebsmaschine aus auf die Scheibe *D* geführt ist, welche mittelst Nuth und Feder die Drehung des auf- und absteigenden Stampfers bewirkt.

Fig. 29.



Der Dampfcylinder ist doppeltwirkend, so daß der Stampfer nicht nur durch den unter den Kolben geführten Dampf erhoben wird, sondern auch eine Beschleunigung beim

[1]) S. d. Artikel von Althans, Ztschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878.

Fallen durch den über den Kolben geleiteten Dampf erfährt, wodurch natürlich die Wirksamkeit jedes Schlages wesentlich erhöht wird. Da hierbei eine Expansionswirkung nicht stattfindet, so führt man den von dem Cylinder abgehenden Dampf in der Regel einer Niederdruckdampfmaschine zu, um auf diese Weise eine möglichste Ausnutzung des Dampfes zu erreichen.

Zur Steuerung des Dampfes dient ein Muschelschieber der gewöhnlichen Anordnung, welcher seine Bewegung ebenfalls durch einen auf die Riemscheibe S geführten Riemen von der vorhandenen Betriebswelle erhält. Eigenthümlich ist hierbei die Anbringung von zwei elliptischen Rädern zwischen der Welle dieser Riemscheibe und derjenigen des Schieberexcenters, wodurch die Bewegung des Schiebers für den Niedergang des Kolbens schneller erfolgt als für den Aufgang, um eine thunlichst große Fallgeschwindigkeit des Stampfers zu ermöglichen.

Unter dem Dampfcylinder ist die Bufferbüchse F angebracht, welche zur Sicherung gegen ein etwaiges Durchschlagen des oberen Cylinderdeckels dient, indem die Kolbenstange bei zu großer Geschwindigkeit des Aufsteigens mit der Kuppelhülse B gegen den Federbuffer F stößt. Die Beschickung des Stampfers geschieht bei diesen Maschinen durch Arbeiter, welche fortwährend das Unterschuren besorgen. Damit bei einem ungenügenden Unterschuren der Stampfer nicht auf die Pochsohle aufschlage, ist ferner eine Sicherheitsvorrichtung in folgender Art angeordnet. Der untere Dampfcanal mündet in den Cylinder außer in der unmittelbar über dem unteren Cylinderdeckel angebrachten Haupteintrittsöffnung noch in mehreren kleineren Oeffnungen ein, welche um die Dicke des Kolbens höher gelegen sind. In Folge dessen wird der Dampfkolben, wenn er unter diese kleinen Oeffnungen heruntertritt, auf beiden Seiten von dem Dampfe gedrückt, so daß nunmehr der Dampfkolben stehen bleibt, bis nach gehörigem Unterschuren der Betrieb wieder stattfinden kann, nachdem zuvor der Stampfer etwas angehoben wurde. Da die Höhe des auf der Pochsohle befindlichen Pochgutes eine wechselnde ist, so bleibt der Kolben von dem unteren Cylinderdeckel mehr oder minder entfernt, und da der zwischen ihm und diesem Deckel verbleibende Raum immer zunächst mit Dampf anzufüllen ist, welcher eine Hebearbeit nicht bewirkt, so würde hiermit eine unvortheilhafte Ausnutzung des Dampfes verbunden sein, wenn man den letzteren frei in die Atmosphäre entweichen ließe. Diesem Uebelstande wird dadurch theilweise vorgebeugt, daß man, wie schon bemerkt worden, den aus dem Cylinder tretenden Dampf noch in einer besonderen Niederdruckmaschine nutzbar macht.

Der eiserne Pochtrog T ist im unteren Theile cylindrisch, im oberen mit geraden Wänden ausgeführt und seitlich in Führungen zwischen den Ständern P des Pochstuhles senkrecht verschieblich gelagert. Da derselbe auf einer Anzahl hölzerner Balken H aufruht, welche nur an den Enden auf den

eisernen Schwellen O aufliegen und daher einer gewissen Durchbiegung befähigt sind, so wird hierdurch in Verbindung mit der Verschieblichkeit des Pochtroges eine solche Unterstützung des letzteren erzielt, bei welcher die Festigkeit des ganzen Gerüstes durch die starken Schläge nicht gefährdet wird. Das Gerüst selbst steht wie bei den Dampfhämmern der Schmiedewerkstätten auf einer Anzahl von Schichten kreuzweise zu einander gelagerter Holzbalken, welche sämmtlich durch Ankerbolzen mit einander verbunden sind.

Die Stampferstange tritt durch ein Rohr t im Deckel des Pochtroges in letzteren ein, durch welches Rohr auch das Pochwasser aus der Zuleitung Z eingeführt wird. Das Austragen der gepochten Masse geschieht durch zwei nach außen übergeneigte Siebe N auf der vorderen und hinteren Seite, an welche sich zur Verhütung des Spritzens außen Vorsetztafeln und unten die Röhren M zur Abführung der Trübe anschließen.

Um die Wirkung des Dampfes in diesem Stampfwerke rechnerisch zu verfolgen, sei mit F der Querschnitt des Dampfkolbens und mit F_1 derjenige der Kolbenstange, sowie mit p der wirksame Dampfdruck für die Flächeneinheit bezeichnet, d. h. derjenige Ueberdruck, um welchen die Dampfspannung auf der Hinterseite des Kolbens die um den Reibungswiderstand vermehrte Vorderdampfspannung übertrifft. Bezeichnet dann noch G das Gewicht des Stampfers einschließlich der Kolbenstange und des Dampfkolbens, so hat man die Beschleunigung der Kolbenbewegung für das Aufsteigen:

$$g_1 = \frac{(F - F_1)p - G}{G} g \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

und für das Niederfallen:

$$g_2 = \frac{Fp + G}{G} g \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

wenn $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Man kann nun entweder den aufsteigenden Dampf während des ganzen Kolbenlaufes unter den Kolben leiten, in welchem Falle die in dem Kolben aufgespeicherte lebendige Kraft durch die Bufferfeder aufgenommen und an den Kolben während des Nieederganges zurückgegeben wird, oder man kann dem Kolben während des letzten Theiles seines Weges frischen Dampf von oben entgegenführen, so daß ein Anprallen gegen den Buffer nicht stattfindet, und der letztere nur als Sicherung gegen etwaige Zufälligkeiten angewendet wird.

Setzt man zunächst diesen letzteren Fall voraus, wonach der Kolben während des Weges l_1 durch den Dampf getrieben und während des übrigen Weges $l_2 = l - l_1$ durch Gegendampf so aufgefangen wird, daß die Geschwindigkeit nach Durchlaufung des Weges l gerade zu Null geworden ist, so bestimmt sich die Zeit eines Aufganges wie folgt. Diese Zeit t_a besteht

aus einem Theile t_1, während welcher der Kolben auf die Höhe l_1 getrieben wird und einem anderen Theile t_2, während welcher das Auffangen stattfindet; während der ersten Zeit wirkt die Beschleunigung g_1, während der zweiten die Verzögerung g_2 auf den Stampfer ein. Demgemäß hat man für die Geschwindigkeit am Ende der Zeit t_1:

$$v_1 = g_1 t_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

sowie für die Wege:

$$l_1 = \frac{1}{2} g_1 t_1^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

$$l_2 = l - l_1 = \frac{v_1^2}{2 g_2} = \frac{g_1^2 t_1^2}{2 g_2} = \frac{1}{2} g_1 t_1^2 \frac{g_1}{g_2} \quad \ldots \quad (5)$$

Daher erhält man durch Addition:

$$l = \frac{1}{2} g_1 t_1^2 \left(1 + \frac{g_1}{g_2}\right) \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

und

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 l}{g_1 \left(1 + \frac{g_1}{g_2}\right)}} \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

Mit dieser Zeit t_1 findet man aus (4) die Länge l_1, bei welcher das Auffangen vorzunehmen ist, und aus (3) die Geschwindigkeit v_1, welche durch die Verzögerung g_2 in der Zeit

$$t_2 = \frac{v_1}{g_2} = \frac{g_1}{g_2} t_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

vernichtet wird. Es verhalten sich daher die Wegstrecken l_1 und l_2 und die Zeiten t_1 und t_2 umgekehrt wie die zugehörigen Beschleunigungen g_1 und g_2. Die Zeit zum Steigen ist:

$$t_s = t_1 + t_2 = \left(1 + \frac{g_1}{g_2}\right) \sqrt{\frac{2 l}{g_1 \left(1 + \frac{g_1}{g_2}\right)}} \quad \ldots \quad (9)$$

Zu dem Fallen von der Höhe l gebraucht der Stampfer die Zeit

$$t_f = \sqrt{\frac{2 l}{g_2}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

so daß die ganze Zeit eines Spieles hiermit zu

$$t_s + t_f + t_0 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (11)$$

gefunden wird, wenn t_0 eine gewisse sehr kleine Zeit vorstellt, während welcher die eigentliche Zertrümmerung der Masse vor sich geht. Die Geschwindigkeit des aufschlagenden Stampfers ist

$$v_2 = g_2 t_f = \sqrt{2 g_2 l} \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall:

$$h = \frac{v_2^2}{2g} = \frac{g_2}{g} l \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

also einer Arbeitsgröße jedes einzelnen Schlages gleich

$$L = Gh = Gl \frac{g_2}{g} \quad \ldots \ldots \quad (14)$$

Wenn man dagegen ein Auffangen des aufsteigenden Kolbens durch frischen Dampf nicht anordnet, so ergiebt sich die Zeit des Steigens zu

$$t_s = \sqrt{\frac{2l}{g_1}} \quad \ldots \ldots \quad (15)$$

und die Geschwindigkeit, mit welcher der Anprall erfolgt, zu

$$v_1 = t_s g_1 = \sqrt{2 g_1 l} \quad \ldots \ldots \quad (16)$$

Der Buffer wird vermöge seiner unvollkommenen Elasticität zwar nur einen Theil der dieser Geschwindigkeit entsprechenden mechanischen Arbeit an den Kolben zurückgeben, sieht man indessen von dem betreffenden Verluste ab, so beginnt der Stampfer seine absteigende Bewegung mit derselben Geschwindigkeit v_1 und gebraucht daher zum Durchfallen der Höhe l unter Einfluß der Beschleunigung g_2 eine Zeit t_f, die sich aus

$$v_1 t_f + \frac{1}{2} g_2 t_f^2 = l \quad \ldots \ldots \quad (17)$$

berechnet.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Stampfer in diesem Falle auf das Pochgut trifft, ist

$$v_2 = v_1 + g_2 t_f \quad \ldots \ldots \quad (18)$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall von

$$h = \frac{v_2^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (19)$$

Beispiel. Der in Fig. 29 dargestellte Ball'sche Stampfer hat nach der angeführten Quelle ein Gewicht von 4500 Pfd. (engl.), wofür rund 2000 kg angenommen werde, und einen Cylinderdurchmesser von 15″ = 0,380 m bei einem größten Hube von 28″ = 0,7 m. Der Dampfdruck wird zu 6 Atmosphären angegeben. Mit Rücksicht darauf, daß der abgehende Dampf noch die zum Betreiben einer Niederdruckmaschine erforderliche Spannung haben muß, und unter Beachtung der Abkühlungsverluste in der Rohrleitung wird man den treibenden Ueberdruck nicht größer als etwa 3 Atmosphären annehmen können, also $p = 3$ kg für 1 qcm Fläche zu setzen haben. Nimmt man noch den Durchmesser der Kolbenstange zu 75 mm an, so ist

$$F = 1134\,\text{qcm};\; F_1 = 44\,\text{qcm}$$

und folglich

$$g_1 = \frac{(1134 - 44)\,3 - 2000}{2000}\,9{,}81 = 6{,}23\,\text{m}$$

und

$$g_2 = \frac{1134\,.\,3 + 2000}{2000}\,9{,}81 = 26{,}49\,\text{m}.$$

Demnach ist mit $\frac{g_1}{g_2} = \frac{6{,}23}{26{,}49} = 0{,}235$ nach (9):

$$t_s = 1{,}235\sqrt{\frac{2\,.\,0{,}7}{6{,}23\,.\,1{,}235}} = 1{,}235\,.\,0{,}427 = 0{,}53 \text{ Secunden.}$$

Die Länge des Kolbenlaufes l_1, auf welchem der Dampf unter den Kolben geführt werden muß, ist daher

$$l_1 = \frac{l}{1 + \frac{g_1}{g_2}} = \frac{0{,}7}{1{,}235} = 0{,}566\,\text{m}$$

und der Dampf tritt auf dem Wege

$$l_2 = \frac{g_1}{g_2}\,\frac{l}{1 + \frac{g_1}{g_2}} = 0{,}235\,\frac{0{,}7}{1{,}235} = 0{,}134\,\text{m}$$

dem Kolben entgegen. Zum Fallen ist nach (10) die Zeit

$$t_f = \sqrt{\frac{2\,.\,0{,}7}{26{,}49}} = 0{,}23 \text{ Secunden}$$

erforderlich, so daß man eine Zeit von mindestens

$$t_s + t_f = 0{,}53 + 0{,}23 = 0{,}76 \text{ Secunden}$$

voraussetzen muß. Nimmt man die Zeit eines Spieles zu 0,8 Secunden an, so ergiebt sich eine Schlagzahl von

$$n = \frac{60}{0{,}8} = 75 \text{ in der Minute.}$$

Die Geschwindigkeit des Stampfers beim Aufschlagen ist

$$v_2 = g_2 t_2 = 26{,}49\,.\,0{,}23 = 6{,}09\,\text{m},$$

entsprechend einer Höhe beim freien Fall von

$$h = \frac{6{,}09^2}{2\,.\,9{,}81} = 1{,}89\,\text{m},$$

so daß die einem Schlage entsprechende mechanische Arbeit zu

$$L = 2000\,.\,1{,}89 = 3780\,\text{mkg}$$

und die Arbeit in Pferdekräften zu

$$N = \frac{75\,.\,3780}{60\,.\,75} = 63 \text{ Pferdekräften}$$

sich bestimmt.

Wenn der Kolben beim Aufsteigen nicht durch den Dampf aufgefangen wird, so hat man die Zeit t_s zum Steigen nach (15):

$$t_s = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,7}{6,23}} = 0,47 \text{ Secunden}$$

und die Geschwindigkeit beim Anprallen gegen den Buffer

$$v_1 = \sqrt{2 \cdot 6,23 \cdot 0,7} = 2,95 \text{ m}.$$

Demgemäß erhält man die Zeit t_f des Fallens aus

$$2,95\, t_f + \frac{1}{2} \cdot 26,49\, t_f^2 = 0,7 \text{ zu } t_f = 0,143 \text{ Secunden}.$$

Es ist also $t_s + t_f = 0,473 + 0,143 = 0,62$ Secunden.

Dies entspricht der Angabe, daß der Stampfer in einer Minute 90 Schläge mache, daß also zu einem Hube die Zeit von $t = 0,67$ Secunden erfordert wird. Die Geschwindigkeit beim Aufschlagen bestimmt sich in diesem Falle zu

$$v_2 = 2,95 + 26,49 \cdot 0,143 = 6,74 \text{ m},$$

entsprechend einer Fallhöhe beim freien Fall von

$$h = \frac{6,74^2}{2 \cdot 9,81} = 2,316 \text{ m}.$$

Durch die Einführung des Dampfes über den Kolben wird somit die Wirkung dieser Stampfe wesentlich verstärkt.

Um die zum Betriebe dieser Dampfstampfen erforderliche Dampfmenge von der Tiefe unabhängig zu machen, bis zu welcher der Stampfer herabfällt, hat Leavitt[1]) dem Treibapparate die aus Fig. 30 (a. f. S.) ersichtliche Einrichtung gegeben. Hierbei ist die den Stampfer anhebende Kolbenstange e mit zwei Kolben von verschiedenem Durchmesser, einem größeren K und einem kleineren k verbunden, welche in den entsprechenden Cylindern C und c dichtschließend sich bewegen. Der untere kleinere Kolben k dient zum Heben des Stampfers, zu welchem Zwecke durch das Rohr D und den Mantel M hindurch frischer Kesseldampf zugeführt wird, und zwar findet die Verbindung des Raumes unter dem kleinen Kolben mit dem Kessel ununterbrochen statt, so daß hierdurch dem Kolben auch ununterbrochen das Bestreben zum Aufsteigen ertheilt wird. Der Raum oberhalb des großen Kolbens wird durch das Ventil E mit dem Kessel in Verbindung gebracht, sobald die Kolben in der höchsten Stellung angekommen sind und der Niedergang beginnen soll, während bei dem folgenden Aufsteigen durch die Steuerung dieser obere Raum vom Kessel abgesperrt und die Verbindung mit dem Condensator Z hergestellt wird. Der Raum zwischen den beiden Kolben steht ununterbrochen mit dem Condensator in Verbindung. Hieraus ist ersichtlich, daß, wenn f und F die Querschnitte der beiden Kolben, p den Dampfdruck unter dem unteren und über dem oberen Kolben darstellt, und die Spannung des Condensators p_0 beträgt, die beschleunigende Kraft beim Anheben des Stampfers vom ganzen Fallgewichte G durch

---

[1]) Engineering, 1886, 41, 119.

$$f(p - p_0) - G = P_1$$

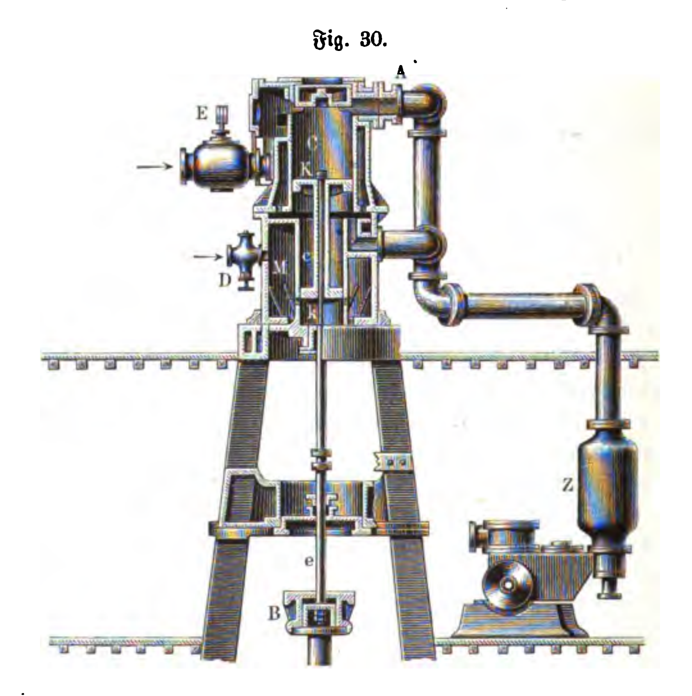
dargestellt ist, indem während des Aufsteigens der große Kolben beiderseits der Spannung des Condensators ausgesetzt ist.

Für das Niederfallen dagegen ist die beschleunigende Kraft durch

$$(F - f)(p - p_0) + G = P_2$$

ausgedrückt. Hiernach lassen sich die Bewegungsverhältnisse in ähnlicher Art ermitteln, wie oben für den Ball'schen Stampfer geschehen. Das

Fig. 30.



Dampfvolumen bestimmt sich für einen Hub von der Fallhöhe h, abgesehen von den schädlichen Räumen des oberen Cylinders, zu

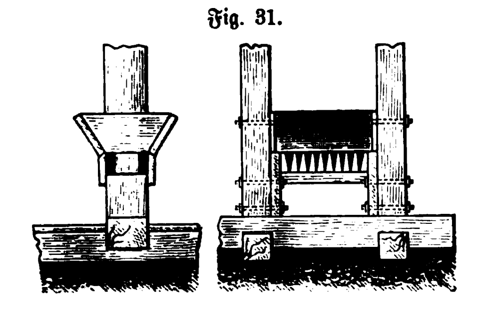
$$V = Fh$$

und ist also der Fallhöhe direct proportional. Dieser Dampf wird nur im oberen Cylinder verbraucht, da der beim Steigen unter den kleinen Kolben getretene Dampf bei dem Niedergange wieder in den umgebenden Mantel M bezw. in den Kessel zurückgepreßt wird. Auf diese Weise wird der oben gedachte Dampfverlust vermieden, welcher bei dem Ball'schen Stampfer durch den Zwischenraum veranlaßt wird, der zwischen dem Kolben und dem unteren Cylinderdeckel verbleibt. Trotzdem, und obgleich die angeführte

Quelle sich sehr günstig über den Leavitt'schen Stampfer ausspricht, wird bei dessen Betriebe eine sparsame Dampfverwendung nicht zu erzielen sein, weil der stark gespannte Dampf (80 Pfund pro Quadratzoll, also nahe 6 Atmosphären), ohne zuvor eine Expansionsarbeit geleistet zu haben, in den Condensator geführt wird.

Ein- und Austragen. Von großem Einflusse auf die Leistung eines Stampfwerkes ist die Art, wie das Pochgut den Stempeln zugeführt und das gepochte Gut aus dem Stampfwerke abgeführt wird. Wie schon oben bemerkt worden, ist das postenweise Verstampfen einer bestimmten Menge, welche bis zur Erreichung der verlangten Feinheit in dem Pochtroge verbleibt, sehr unvortheilhaft sowohl in Bezug auf die Menge wie Beschaffenheit des Erzeugnisses. Diese Art des Pochens läßt sich nur anwenden, wenn, wie in Oelmühlen, das Material bis zur größten Feinheit gepocht werden soll. Will man dagegen, wie es zur Erzaufbereitung meist erforderlich ist, eine bestimmte Korngröße erzielen, so muß man ein stetiges Ein- und Austragen der Masse anordnen. Dies geschieht denn auch fast immer bei dem Erzstampfen, höchstens kommen Ausnahmen dann vor, wenn in den Erzen gediegene Metallkörner (Gold, Silber, Kupfer) enthalten sind, die sich vermöge ihres großen Gewichtes am Boden des Pochtroges ablagern und von Zeit zu Zeit von dort entfernt werden müssen.

Fig. 31.



In Betreff des Austragens besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Trockenpochen und dem Naßpochen. Das erstere findet nur selten Anwendung, und zwar entweder zum groben Zerkleinern oder Vorarbeiten oder zum Feinpochen solcher Massen, welche an sich hinreichend schmelzwürdig sind, und nur einer genügenden Zerkleinerung bedürfen, ohne daß noch eine Trennung in ihre verschiedenen Bestandtheile erforderlich ist.

Zum Trockenpochen bedient man sich entweder einer massiven Sohle, wie in Fig. 8, oder man stampft auf einer gitterförmig durchbrochenen Platte, bezw. auf einer aus einzelnen Stäben nach Art eines Rostes zusammengesetzten Sohle, Fig. 31. Die etwa 15 bis 20 mm weiten Spalten zwischen den einzelnen Stäben gestatten hierbei der genügend zerkleinerten Masse das selbständige Durchfallen. Es ist deutlich, daß diese Anordnung sich

nur für Grobpochen eignen kann, weil seine Zwischenräume sich schnell versetzen und dünne Stäbe leicht zerbrechen würden. Um die Stäbe überhaupt zu schonen, muß die Masse immer in einer Schicht von gewisser Dicke (50 bis 60 mm) darüber gehalten werden, wodurch natürlich die Wirkungsfähigkeit wesentlich beeinträchtigt und auch eine größere Menge feineren Materials erzeugt wird. Trotzdem ist die Leistung eines solchen Pochwerkes immer noch erheblich größer als die eines mit massiver Sohle versehenen.

Beim Trockenpochen auf massiver Sohle wird die Entfernung des hinreichend zerkleinerten Materials durch Handarbeit und zwar dadurch bewirkt, daß der damit betraute Arbeiter die Masse mittelst einer Krücke auf ein vor dem Pochtroge angebrachtes Sieb *S*, Fig. 32, zieht, so daß die kleineren Theile durchfallen, während die gröberen Stücke von selbst wieder von dem geneigten Siebe unter die Stempel zurückrollen. Diese Behandlung macht

Fig. 33.

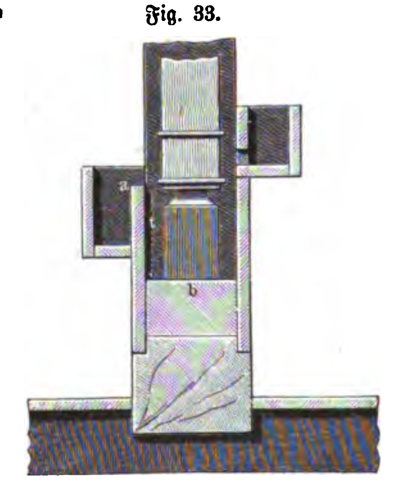
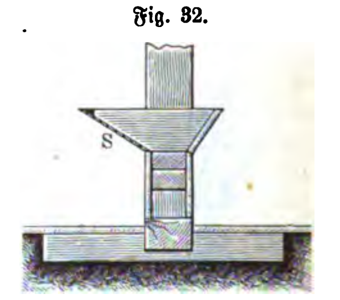


Fig. 32.



natürlich einen hinreichend langsamen Gang des Pochwerkes nöthig. Das Eintragen geschieht bei diesen Pochwerken häufig ebenfalls durch Arbeiter. Außer dem Uebelstande vieler Handarbeit, welche die Trockenpochwerke erfordern, leiden dieselben auch an dem Uebel einer größeren, der Gesundheit der Arbeiter schädlichen Staubbildung.

Daher sind die meisten Erzstampfwerke zum Naßpochen eingerichtet, d. h. es wird in den Pochtrog ein ununterbrochener Strom Wasser geleitet, welcher die feineren Theile der gepochten Masse durch eine Austragöffnung mit sich fortführt und dieselben dadurch einer zu weit gehenden Zerkleinerung in feinen Schlamm (Todtpochen) entzieht. Die Abführung des mit den feineren Theilen gemengten Wassers, der sogenannten Trübe, geschieht dabei am einfachsten derart, daß man die eine Wand des Pochtroges etwas niedriger hält als die übrigen, so daß die Trübe sich über diese Wand *a*, Fig. 33, ergießt. Von wesentlichem Einflusse auf diese Art des Aus-

tragens über die freie Wand ist die Tiefe t der Pochsohle b unter der Oberkante a der Austragswand, da nämlich die an der Sohle b befindlichen Theile sich bis zu der Höhe dieser Austragssohle a erheben müssen, was durch die wallende Bewegung veranlaßt wird, in welche die Trübe durch das Auf- und Niedergehen der Stampfer versetzt wird. Ist diese Tiefe t des Pochtroges unter der Austragssohle groß, so werden nur die kleineren und leichteren Theilchen bis zu dieser Höhe erhoben, während die größeren und schwereren wieder zurückfallen und einem erneuten Pochen ausgesetzt sind, bis sie ebenfalls die genügende Feinheit erlangt haben. Dagegen wird bei einer geringeren Höhe t der Austragskante a über der Sohle b ein Austragen von größeren Körnern stattfinden. Dem entsprechend kann man es als allgemein gültige Regel ansehen, daß die Masse um so gröber (rösch**er**) gepocht wird, je niedriger der Trog ist und um so feiner (zäher), je größer die Tiefe des Troges gemacht wird. Nach **Rittinger** kann man z. B. annehmen, daß eine Tiefe des Troges von 0,4 bis 0,45 m Mehl von 1 mm Korngröße erzeugt, während bei einer Tiefe von nur 0,2 m die Korngröße bis zu 5 mm steigt. Die Erfahrung zeigt übrigens, daß in letzterem Falle, d. h. bei geringer Tiefe, die Masse viel ungleichmäßiger ausfällt, als bei großer Tiefe, was sich dadurch erklärt, daß in allen Fällen einzelne Theile zu ganz feinem Mehl zerpocht werden.

Außer von der Tiefe des Pochtroges hängt die mehr oder minder große Feinheit des Erzeugnisses noch von mehreren anderen Umständen ab, insbesondere von der Lebhaftigkeit der Wasserbewegung und von der Leichtigkeit des Abfließens der Trübe. Für die letztere ist offenbar eine schnellere Abführung möglich, wenn das Austragen über die Kante einer langen Wand erfolgt, als wenn, wie dies früher wohl geschah, das Austragen an einer der schmalen Stirnseiten des Troges durch die daselbst mit einer Durchbrechung versehene Pochsäule bewirkt wird. In diesem Falle tritt zu der langsamen Abführung der Trübe durch die kleine Austragsöffnung noch der Umstand hinzu, daß das Pochgut an der entgegengesetzten Stirnseite des Stampftroges eingetragen wird und daher nach und nach unter allen Stempeln sich fortbewegen muß, ehe es an der Austragsmündung ankommt. Bei dem Austragen über die lange Wand dagegen findet eine schnelle Entfernung des Gepochten von allen Stempeln aus statt, so daß hierdurch immer ein gröberes Product erzielt wird, als bei dem Austragen an einer der Stirnseiten. Es findet daher meistens, besonders bei größeren Stampfwerken, das Austragen auf einer, zuweilen sogar auf beiden Langseiten statt.

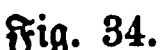
Die Feinheit der gepochten Masse hängt ferner von der Lebhaftigkeit der Wasserwallung in dem Troge ab, indem die mitgeführten Massentheilchen um so gröber sind, je lebhafter diese Bewegungen vor sich gehen. Hierauf sind außer der Geschwindigkeit, also der Fallhöhe und Hubzahl der Stampfer,

wesentlich die mehr oder minder großen Zwischenräume von Einfluß, welche zwischen den Stampfern unter sich und zwischen ihnen und den Trogwandungen verbleiben. Bezeichnet man die Summe der horizontalen Querschnitte aller Stampfschuhe mit f und den wagerechten Querschnitt durch den Trog mit F, so wird unter sonst gleichen Umständen die Lebhaftigkeit der Wallungen und damit die Korngröße um so größer werden, je mehr sich das Verhältniß $\frac{f}{F}$ der Einheit nähert, und andererseits wird jede Vergrößerung des Sumpfes oder Troges eine Verfeinerung des Productes zur Folge haben.

Auch die Menge des dem Troge zugeführten Wassers hat natürlich Einfluß auf die Feinheit der gepochten Masse, insofern eine größere Wassermenge einen stärkeren Strom erzeugt, welcher größere Körner mit sich fortführen kann. Natürlich kommt hierbei die Rücksicht auf eine sparsame Verwendung des zur Verfügung stehenden Wassers, sowie der Umstand in Betracht, daß eine große Wassermenge naturgemäß eine sehr verdünnte Trübe erzeugt, deren Absetzenlassen besondere Schwierigkeiten im Gefolge hat.

Bei dem in Fig. 7 dargestellten Pochwerk geschieht das Austragen ebenfalls über die Oberkante der einen Trogwand, nur ist hierbei durch die Anbringung der besonderen Vorsetztafel E_1 in geringer Höhe über der Trogwand ein Spalt s gebildet; weswegen man hierbei wohl von dem *Austragen durch den Spalt* spricht, das wesentlich nicht von dem Austragen über die freie Wand verschieden ist. Die Vorsetztafel E_1 hat hauptsächlich den Zweck, ein Verspritzen der Trübe zu verhindern.

Wenn es sich um das Grobpochen von Erzen, also um die Erzielung eines größeren Kornes handelt, so muß dem Vorstehenden zufolge die Austragkante in geringer Höhe über der Sohle angeordnet werden. Da nun aber hiermit erfahrungsmäßig ein Uebertreten von größeren Körnern, als sie gewünscht werden, verbunden zu sein pflegt, so ist man darauf gekommen, den zu großen Körnern den Austritt durch ein Sieb oder eine durchlöcherte Metallplatte zu verwehren, welche in die Trogwand eingesetzt wird. Bei dieser Anordnung, Fig. 34, kann man die Austragsöffnung bis nahezu an die Sohle herabreichen lassen, da das Sieb S die größeren Stücke zurückhält und man vermeidet hierdurch eine unnöthig große Mehlerzeugung, wie sie bei höherer Lage der Austragsöffnung sich leicht einstellt. Diese Art der *Austragung durch das Sieb* ist aber für die Feinpochwerke deswegen weniger brauchbar, weil die Maschen des Siebes bei großer Feinheit derselben leicht einem Verstopfen ausgesetzt sind. Daher eignet sich das Austragen durch das Sieb nur für gröberes Pochen der Erze und wird hierfür auch meistens angewandt, wäh-


Fig. 34.



rend man für Feinpochwerke dem Austragen durch den Spalt den Vorzug giebt, wobei man durch die größere oder geringere Tiefe der Sohle unter dem Spalt die Feinheit des gewonnenen Mehles in der Hand hat. Anstatt der wenig haltbaren Drahtsiebe hat man vortheilhaft durchlochte Bleche von Eisen, Stahl, oder bei sauren Wässern von Kupfer verwendet, die eine größere Dauer bieten. Ein Uebelstand derselben besteht in der allmäligen Erweiterung der Löcher, wodurch die Gleichförmigkeit des durchgegangenen Gutes beeinträchtigt wird.

Die Speisung der Naßpochwerke geschieht meistens durch selbstthätig wirkende Vorrichtungen, und zwar in der Regel durch die in Fig. 7 angegebene Pochrolle, welcher durch einen Stampfer, den Unterschurer, zeitweise eine Erschütterung ertheilt wird. Dabei dient bei Stampfwerken mit Austragung an der Stirnwand der von dieser Wand entfernteste Stempel als Unterschurer und man läßt die übrigen Stampfer ihrer Aufeinanderfolge entsprechend einen nach dem anderen fallen, so daß das Material dadurch von dem Unterschurer aus durch die ganze Troglänge nach der Austragsöffnung hin getrieben wird.

Beim Austragen über die lange Wand dagegen dient bei drei oder fünf Stempeln der mittlere und bei vier Stempeln der zweite als Unterschurer, von welchem aus das Material nach beiden Seiten hin vertheilt wird, während das Austragen von allen Stempeln aus erfolgt. Man hat auch wohl solche Einrichtungen angeordnet, vermöge deren jeder Stempel eine besondere Pochrolle zum Eintragen erhält, und ferner hat man bei den Dampfpochwerken, welche mit nur einem Stempel arbeiten (s. §. 12), das Eintragen an einer und das Austragen an den drei anderen Seiten vorgenommen, um hierdurch die für die große Leistungsfähigkeit dieser Stampfwerke erforderliche große Austragsöffnung zu erhalten.

Leistung der Pochwerke. Die Menge des von einem Pochwerke in einer bestimmten Zeit zerkleinerten Materials ist natürlich sehr verschieden, weil diese Menge von mehreren Umständen abhängt. Es ist nicht nur die mehr oder minder große Widerstandsfähigkeit, sondern auch der Grad der Zerkleinerung hierauf von Einfluß. Außerdem ist aber auch, wie aus den Bemerkungen der vorhergehenden Paragraphen ersichtlich ist, die Art des Austragens auf die Menge des zerkleinerten Stoffes von Wichtigkeit, indem eine schnelle Abführung des genügend klein Gepochten von Vortheil für die Leistung ist, während bei ungenügendem oder mangelhaftem Austragen viele Theile einer wiederholten und unerwünscht weit getriebenen Zerkleinerung ausgesetzt werden, so daß hierbei nicht nur die gepochte Menge kleiner, sondern auch das Erzeugniß ungleichmäßiger wird. §. 14.

Hieraus erklärt es sich, warum die über die Leistung von Pochwerken bekannt gewordenen Angaben sehr bedeutend von einander abweichen und man wird eine solche aus der Erfahrung gewonnene Angabe bei der Anlage eines neuen Pochwerkes immer mit entsprechender Vorsicht zu verwenden haben, da alle einzelnen Umstände, von denen die Leistung abhängt, nur höchst selten dieselben sein werden, wie bei dem Stampfwerke, das die Angabe geliefert hat.

In zweifelhaften Fällen wird es sich immer empfehlen, durch Versuche im Kleinen sich ein Urtheil über die zur Zerkleinerung einer bestimmten Menge erforderliche Betriebskraft zu verschaffen. Bei diesen Versuchen kann das Kick'sche Gesetz der proportionalen Widerstände vortheilhaft Verwendung finden, indem man einige Stücke von der durchschnittlichen Größe des zu verarbeitenden Materials durch fallende Gewichte entsprechend zertrümmert, und die aufgewendete Arbeit, d. h. das Product der Gewichte in ihre Fallhöhen, durch das Gewicht der Probestücke dividirt. Hierdurch erhält man die zur entsprechenden Zerkleinerung von einem Kilogramm erforderliche Arbeit.

Ueber die Leistung eines Pochwerkes giebt Rittinger[1]) zur beiläufigen Richtschnur an, daß bei festen Pocherzen ein Stempel von 250 Pfund (Wiener) = 140 kg Gewicht bei 60 Hüben in der Minute von je 8 Zoll = 0,210 m in 24 Stunden an Material verarbeitet:

bei 2	mm	Korngröße	30	Cubikfuß	= 0,948 cbm
„ 1	„	„	16	„	= 0,505 „
„ 0,5	„	„	9	„	= 0,284 „

und dabei an Ladenwasser in jeder Minute:

bei 2	mm	Korngröße	1	Cubikfuß	= 32 Liter
„ 1	„	„	0,5	„	= 16 „
„ 0,5	„	„	0,3	„	= 9 „

verbraucht.

Bezieht man die Leistung auf diejenige mechanische Arbeit, welche dem bloßen Heben der Stempel ohne Rücksicht auf die schädlichen Widerstände der Reibung entspricht, so kann man nach Rittinger annehmen, daß eine Pferdekraft beim Feinstampfen auf 0,6 mm Korngröße stündlich

bei sehr festen Bergen 100 Pfund = 56 kg
bei festen Bergen . . . 130 „ = 73 „

verarbeitet.

Nach einer anderen Erfahrung betrug die Leistung bei quarzigen Erzen unter Anwendung eines sogenannten gestauten Schiebersatzes von

[1]) Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. Ritter v. Rittinger, 1867.

1 mm Maschenweite stündlich 240 Pfund = 134 kg, womit ein Wasserverbrauch von 1 Cubikfuß = 32 Liter in jeder Minute verbunden war, doch soll man die Wassermenge ohne eine erhebliche Herabsetzung der Leistung bis auf 0,4 Cubikfuß vermindern dürfen.

Mit der Maschenweite des Siebes nimmt die Leistung zu, und zwar stehen die gepochten Mengen q bei verschiedenen Lochweiten d nach Rittinger unter sonst gleichen Umständen in dem Verhältniß

$$q_1 : q_2 = \sqrt[5]{d_1^2} : \sqrt[5]{d_2^2},$$

so daß also jener obigen Angabe von $q_1 = 134$ kg bei $d_1 = 1$ mm entsprechend bei einem Siebe von 4 mm eine Leistung

$$q_2 = q_1 \sqrt[5]{\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} = 134 \sqrt[5]{4^2} = 233 \text{ kg}$$

zu erwarten sein würde.

Ueber die Leistungsfähigkeit der in Cornwall gebräuchlichen älteren, sowie der californischen und pneumatischen Stampfer macht Husband[1]) die folgenden Angaben:

Ein Stampfer von der gewöhnlichen, in Cornwall üblichen Einrichtung, zu dessen Hebung eine reine Arbeit von $^5/_8$ Pferdekraft erforderlich ist, zerkleinert zwischen $^5/_8$ und $1^1/_4$ Tonnen = 635 bis 1270 kg Zinnerz, je nach dessen Härte. Dagegen wurde bei californischen Stampfern bei einem Gewichte von etwa 450 kg, einem Hub von 0,3 m und 70 bis 80 Schlägen in der Minute die Leistung eines Stampfers in 24 Stunden zu 2,5 Tonnen = 2540 kg goldhaltigen Quarzes gefunden.

Ferner ergab sich die Leistung eines pneumatischen Stampfers von der durch Fig. 28 dargestellten Einrichtung bei einem Gewichte von 500 kg, und 140 Schlägen in der Minute zu 20 Tonnen = 20 320 kg Zinnerz. Die für den Stampfer erforderliche Betriebskraft wird zu 16 Pferdekraft angegeben, so daß hiernach die Leistung einer Pferdekraft in 24 Stunden sich zu 1,25 Tonnen bestimmt.

Von dem Ball'schen Dampfpochwerke giebt Althans[2]) an, daß die Leistung eines solchen bei 4500 Pfd. = 2041 kg Fallgewicht, 28" = 0,7 m Höhe und 90 Schlägen in der Minute sich am oberen See für 24 Stunden auf 122,35 Tonnen = 124 300 kg Kupferpochgänge ergeben habe. Die folgende Zusammenstellung der Leistungen verschiedener Stampfwerke ist ebenfalls der Althans'schen Arbeit entnommen.

---

[1]) Proceedings of the Mining Institute of Cornwall, 1882.

[2]) Ztschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878.

System	Zahl der Stempel	Gewicht eines Stempels kg	Größte Hubhöhe m	Zahl der Schläge in einer Minute	Nutzleistung zum Heben Pfkr.	Gepochte Masse in 24 Stunden kg	Gepochte Masse auf 1 Pferdekraft kg
1. Ball's Dampfpochwerk	1	2041	0,71	90	30	124 300	4143
						hartes Trappconglomerat	
2. do.	1	1588	0,71	90	22,5	ca. 70 000	ca. 3111
						desgleichen	
3. Luftstampfer	6	ca. 500	0,23	140	3,6	ca. 8463	ca. 2250
						Trapp-Ganggestein	
4. California-Pochwerk	5	385	0,25	61	1,3	4240	3260
						Goldquarz	
5. Kärnthner Pochwerk mit Stausieb	5	146	0,184	70	0,42	1344	3200
						Quarzige Pochgänge	

Es muß hierzu bemerkt werden, daß die in der sechsten Spalte angegebene Nutzleistung die reine Hebearbeit vorstellt, und daß bei dem Dampfpochwerk die wirklich ausgeübte Leistung wegen der Oberdampfwirkung thatsächlich mehr als doppelt so groß ist, wie aus dem Beispiel des §. 12 sich ergiebt. Danach scheint die Wirkung der Dampfpochwerke keineswegs eine so vortheilhafte Kraftausnutzung zu ermöglichen, wie zuweilen angegeben wird. In Betreff des pneumatischen Stampfwerkes Nr. 3 ist zu erwähnen, daß der angegebene Hub von 0,23 m sich auf die Kurbel bezieht, derjenige des Stempels daher wegen der Zusammendrückung der Luft geringer ist.

Für Oelstampfen giebt Scholl an, daß man mit einer Pferdekraft stündlich 107 Pfd. Raps zu preßfähigem Mehl verarbeiten kann.

Zum Schluß sei noch auf die reichhaltige Zusammenstellung der Erfahrungsergebnisse von Erzstampfern hingewiesen, wie sie in Gaetschmann's[1]) „Aufbereitung“ enthalten ist.

§. 15. **Schleudermühlen.** Wenn man einen festen Körper mit einer bestimmten Geschwindigkeit gegen eine feste Wand oder überhaupt widerstehende Fläche schleudert, so findet unter Umständen eine Zertrümmerung des Körpers durch Zerschellen statt. Man hat sich hierbei den Vorgang so zu denken, daß die zuerst an der widerstehenden Fläche ankommenden Theile des Körpers plötzlich angehalten werden, während die hinteren Theile noch in Bewegung befindlich sind, vermöge deren sie eine gewisse lebendige Kraft

[1]) M. F. Gaetschmann, Die Aufbereitung, 1864.

oder ein bestimmtes Leistungsvermögen in sich aufgespeichert enthalten. Diese mechanische Arbeit muß gänzlich vernichtet werden, bevor der Körper in Ruhe kommen kann, d. h. diese Arbeit wird dazu aufgebraucht, eine Zusammendrückung des Körpers hervorzubringen. In Folge dieser Zusammendrückung stellen sich natürlich gewisse Spannungen im Inneren des Körpers ein, und wenn diese Spannungen den mit der Festigkeit des Materials verträglichen Werth übersteigen, so findet eine Zertrümmerung des Körpers statt. Es geht hieraus hervor, daß eine solche Zerstörung durch Zerschellen bei einem bestimmten Material eine ganz bestimmte lebendige Kraft oder Arbeit erfordert, welche im directen Verhältniß mit dem Gewichte oder der Masse des zu zerkleinernden Körpers anzunehmen sein wird. Gesetzt, die für die Gewichtseinheit = 1 kg des Materials zur Zertrümmerung erforderliche Arbeit sei = A mkg, so muß diesem Kilogramm eine Geschwindigkeit ertheilt werden, welche sich durch $v = \sqrt{2gA}$ ausdrückt. Man könnte sich etwa vorstellen, diese Geschwindigkeit v sei durch das Herabfallen des Kilogramms von der Höhe A erzielt worden. Aus dieser Betrachtung ergiebt sich weiter, daß diese Höhe A oder die Geschwindigkeit v ganz unabhängig von dem Gewichte des Körpers ist, denn die vermöge der Geschwindigkeit v in dem Körper enthaltene mechanische Arbeit steht ebenso im directen Verhältniß mit dem Gewichte des Körpers, wie die zu seiner Zerstörung erforderliche Arbeit, wobei allerdings die einschränkende Bedingung gemacht werden muß, daß die Körper ähnliche sind, so daß die Art der Zerstörung eine übereinstimmende ist, wie dies auch dem schon in §. 2 angeführten Kick'schen Gesetz der proportionalen Widerstände entspricht.

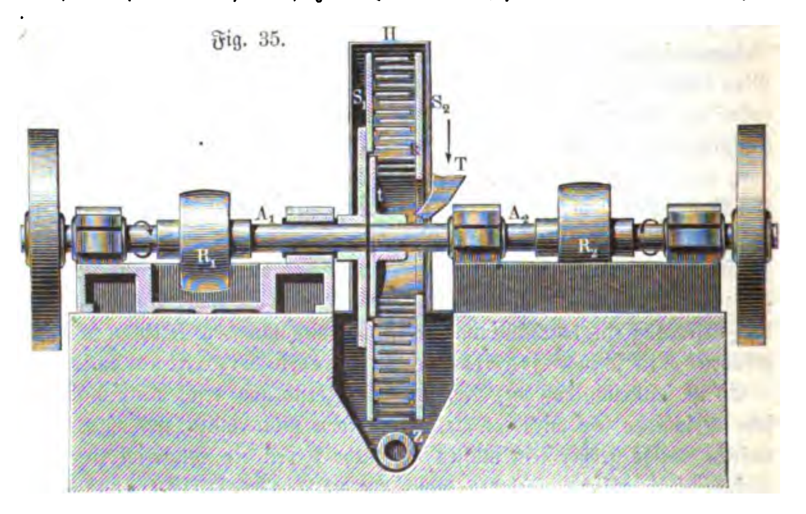
Es ist natürlich, daß die Größe der zur Zerstörung erforderlichen Arbeit sehr verschieden sein wird für die verschiedenen Materialien, und zwar wird dieselbe um so größer sein müssen, je mehr Arbeit ein Material pro Gewichtseinheit in sich aufnehmen kann, ehe die Elasticitätsgrenze überschritten wird. Da diese Arbeit immer als das Product aus den wirkenden Druckkräften in die vermöge der Zusammendrückung zurückgelegten Wege erscheint, so folgt hieraus, daß die gedachte Arbeit keineswegs direct mit der Druckfestigkeit der Körper im Verhältniß steht, sondern daß im Gegentheil ein Material von geringer Festigkeit doch eine größere Arbeit erfordern kann, als ein anderes viel festeres, wenn das erstere zäher ist, d. h. wenn seine Zusammendrückung größer ist als die des letzteren. Hieraus erklärt es sich, warum man zum Zerschellen von Getreidekörnern einer viel größeren Geschwindigkeit bedarf, als für ungleich festere Stoffe, wie z. B. Mineralien, erfordert wird.

Wenn ein Körper mit der Geschwindigkeit v_1 nicht gegen eine feste Wand, sondern gegen einen anderen, mit der Geschwindigkeit v_2 sich ihm entgegenbewegenden Körper trifft, so hat man als die in Betracht kommende Ge-

schwindigkeit die Summe $v = v_1 + v_2$, oder allgemeiner, die relative Geschwindigkeit des geschleuderten Körpers gegen die widerstehende Fläche anzusehen, eine Bemerkung, welche für diejenigen Schleudermaschinen gilt, in denen zwei entgegengesetzt kreisende Scheiben zur Verwendung kommen.

Die erste der Maschinen, welche die Zerkleinerung des Materials durch Zerschellen bewirken, wurde von Carr angegeben und von ihm mit dem Namen des Desintegrators belegt. In Fig. 35 ist diese Maschine der Hauptsache nach dargestellt. Zwei wagerechte, in derselben Geraden angeordnete Wellen A_1 und A_2 werden durch die Riemenscheiben R_1 und R_2 in sehr schnelle, entgegengesetzt gerichtete Drehung versetzt, welche sie den auf ihnen befestigten Scheiben oder Körben S_1 und S_2 mittheilen. Diese Scheiben sind in mehreren, zur Axe concentrischen Kreislinien mit Stiften

Fig. 35.

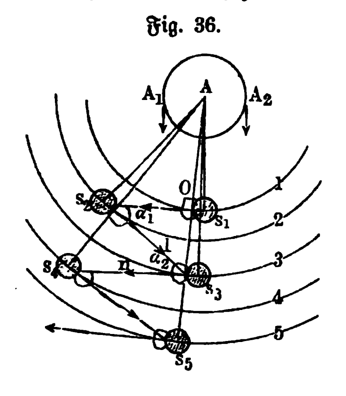


oder Schlagstöcken ausgerüstet, so zwar, daß die Scheibe S_1 die 4., 6., 8. . . Stiftreihe aufnimmt, während in der Scheibe S_2 die 1., 2., 3., 5., 7., 9. . . Reihe angebracht ist, also die Stäbe je einer Reihe der einen Scheibe zwischen zwei Reihen der anderen Scheibe sich bewegen. Zur besseren Befestigung der Schlagstöcke sind diejenigen desselben Kreises an den freien Enden unter sich durch je einen schmiedeeisernen Ring verbunden. Beide Scheiben sind von dem Gehäuse H umgeben, welches auf der einen Seite den Trichter T zur Zuführung des zu zerkleinernden Materials aufnimmt. Es ist ersichtlich, wie in Folge der mit sehr großer Geschwindigkeit rotirenden Scheiben das in der Mitte niederfallende Material abwechselnd von den Stöcken der Scheiben getroffen wird, indem die Scheiben sich die einzelnen Stücke gegenseitig zuwerfen, und daß in Folge davon eine wiederholte

Beanspruchung des Materials auf Zerschellen sich einstellt. Zur Abführung des hierdurch zerkleinerten, in dem Gehäuse unten sich ansammelnden Materials bedient man sich eines geeigneten Transportapparates, etwa einer Schnecke Z, auch hat man neuerdings wohl einen durch einen Ventilator erzeugten Luftstrom zu demselben Zwecke benutzt, worüber weiter unten ein Näheres. Um die Einführung des Materials in die Maschine zu ermöglichen, ist der Korb S_2 aus dem Teller t und dem ringförmigen Kranze k zusammengesetzt, welche beiden Theile durch die innersten drei Stabreihen mit einander verbunden sind.

Bei der gewählten Anordnung von zwei neben einander liegenden Wellen ist es geboten, die Körbe auf die freien Enden dieser Wellen zu setzen, eine Anordnung, welche bei dem schnellen Gange der Maschine nicht ohne Bedenken ist, weshalb man auch zuweilen die Construction so ausgeführt hat, daß die eine Welle innerhalb der anderen, zu dem Ende röhrenförmig gestalteten, gelagert wird. Bei dieser Ausführung stellt sich indeß wieder der Uebelstand ein, daß die hohle Welle einen beträchtlichen Durchmesser annimmt, womit eine große Reibungsarbeit in den Lagern verbunden ist. Aus diesen Gründen ist man wohl auch dazu übergegangen, nur dem einen Korbe eine Bewegung zu ertheilen, und die Schlagstöcke des anderen Korbes fest mit dem Gestelle der Maschine zu vereinigen, eine Construction, welche insbesondere von Nagel und Kämp gewählt wird.

Fig. 36.



Um von der Wirkungsart der Schleudermühlen ein ungefähres Bild zu erhalten, seien in Fig. 36 einige Stiftreihen $s_1, s_2, s_3 \ldots$ dargestellt, deren Halbmesser mit $r_1, r_2, r_3 \ldots$ bezeichnet werden mögen. Ist die Winkelgeschwindigkeit jeder der beiden Axen, als welche hier immer die lineare Geschwindigkeit in der Entfernung gleich Eins verstanden werden soll, durch ω ausgedrückt, so hat man demgemäß die Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Ringe $= r_1 \omega, r_2 \omega, r_3 \omega \ldots$. Stellt man sich vor, daß ein Materialstück, dessen Größe als klein außer Acht gelassen werden soll, gerade in der Mitte A senkrecht herabfällt, so wird dasselbe bei Eintritt in den Kreis 1 von dem Stifte s_1 getroffen, wobei ihm eine Geschwindigkeit $r_1 \omega$ in der Richtung der Tangente an den Kreis, also wagerecht, ertheilt wird. Das Stück O durchfliegt den Zwischenraum zwischen dem ersten und zweiten Ringe mit dieser Geschwindigkeit $r_1 \omega$, und wird, unter der Voraussetzung genügend vieler Stifte, von dem Schlagstocke s_2 des

zweiten Ringes in der Richtung $s_2 l$ der Tangente an den Kreis 2 zurückgeworfen, falls es nicht schon hier unter der Wucht des Anpralls zersplittert. Die Richtung $s_2 l$ bildet nach der Figur mit der Horizontalen einen Winkel $\alpha_1 = s_1 A s_2$, welcher annähernd durch $\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_2}$ gefunden wird. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Zusammenstoß in s_2 erfolgt, bestimmt sich zu $r_1 \omega + r_2 \omega \cos \alpha_1 = 2 r_1 \omega$. Das von dem Stifte s_2 zurückgeworfene Stück durchläuft nun den Zwischenraum zwischen dem zweiten und dritten Ringe in der Richtung $s_2 l$ und mit der Geschwindigkeit $r_2 \omega$, bis es von einem Stifte s_3 des dritten Ringes nach der Richtung $s_2 n$ geworfen wird, welche mit $s_2 l$ einen Winkel $\alpha_2 =$ annähernd $s_2 A s_3$ bildet, der sich durch $\cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_3}$ bestimmt. Die Stoßgeschwindigkeit in s_3 berechnet sich daher zu $r_2 \omega + r_3 \omega \cos \alpha_2 = 2 r_2 \omega$. In dieser Weise wird das Material wiederholten Stoßwirkungen ausgesetzt, deren Stärke mit zunehmendem Axenabstande wächst, bis das Material die Körbe an einem gewissen Punkte des äußeren Umfanges verläßt. Die Geschwindigkeiten, mit welchen die Stöße in den einzelnen Kreisen erfolgen, wachsen daher annähernd proportional mit den Halbmessern, und die diesen Geschwindigkeiten entsprechenden Arbeiten oder lebendigen Kräfte verhalten sich wie die Quadrate dieser Geschwindigkeiten. Wären z. B. die Halbmesser durch die Zahlen

8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15

ausgedrückt, so verhielten sich die Stoßwirkungen wie

64, 81, 100, 121, 144, 169, 196.

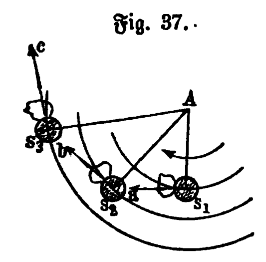
Es würde also der Effect eines Stoßes am Umfange über dreimal so groß sein, als der Stoß auf denselben Körper im Inneren.

Wenn nun auch in Wirklichkeit der Vorgang natürlich nicht mit der hier vorausgesetzten Regelmäßigkeit stattfinden wird, so erkennt man doch, daß die häufige Wiederholung der Stoßwirkungen wesentlich förderlich für eine möglichst gleichförmige Zerkleinerung sein wird. Denn wenn ein Theil sich der Stoßwirkung an den Stiften eines Ringes dadurch entziehen kann, daß er zwischen zwei benachbarten Stiften dieses Ringes hindurchfliegt, so ist doch die Wahrscheinlichkeit eine große, daß dieser Theil in einem folgenden Ringe von einem Schlagstocke getroffen werde. Würde die Wirkung in der That mit der Regelmäßigkeit vor sich gehen, wie hier vorausgesetzt worden ist, so würde der Figur zufolge jedes Theilchen, welches genau in der Mitte der Maschine zugeführt wird, auch genau in demselben zickzackförmigen Wege $s_1 s_2 s_3 s_4 s_5$ die Maschine durchlaufen. Ein ähnlicher Weg müßte für jedes andere links oder rechts von der Mitte, etwa zwischen A_1

und A_2 niedergehende Theilchen sich ergeben, woraus man folgern muß, daß die eigentliche Wirkung der Körbe keineswegs ringsherum eine gleichförmige sein kann, es wird vielmehr die Wirkung sich auf einen verhältnißmäßig kleinen Theil der Scheibenfläche vertheilen, auf diejenige Fläche nämlich, welche zwischen den beiden zickzackförmigen Bahnen enthalten ist, die von den in A_1 und in A_2 eingeführten Materialien durchlaufen werden. Die außerhalb dieses Sectors gelegene Fläche der Scheiben wird nur in geringem Maße von solchem Material erreicht werden, das in Folge einer unregelmäßigen Wirkung dahin verschlagen wird. Es ergiebt sich hieraus, daß es gut sein wird, die Breite der Einführung zwischen A_1 und A_2 möglichst groß zu wählen, um eine thunlichst große Fläche der Scheiben in gehörige Wirksamkeit zu bringen. Man muß auch annehmen, daß in Folge jener nur theilweisen Wirkung der Scheiben ein einseitiger Druck gegen die Axen sich einstellen wird, der alle die mit einem solchen verbundenen Nachtheile, wie schnelle Abführung der Axenlager, im Gefolge haben muß.

Wenn man den Korb S_2, Fig. 35, mit mehreren auf einander folgenden Stiftreihen versieht, zwischen welche Stifte des anderen Korbes S_1 nicht eintreten, wie dies meistens schon aus Rücksichten einer guten Verbindung des Kranzes k mit dem Teller t zu geschehen pflegt, so findet eine etwas andere Vertheilung des zugeführten Materials statt, wie man sich mit Hülfe der Fig. 37 überzeugt. Ein in der Mitte senkrecht niederfallendes Stück wird hierbei nämlich von dem Stifte s_1 in der Richtung der Tangente $s_1 a$ horizontal nach außen geschleudert, und wird, wenn es in das Bereich des zweiten Ringes tritt, dessen Stifte in derselben Richtung rotiren, von s_2 in der Richtung $s_2 b$ weiter befördert, welche gegen die Horizontale unter dem Winkel $\alpha_1 = s_1 A s_2$ geneigt ist, für den man die Beziehung hat: $\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_2}$. In gleicher Art wird dieses nach s_3 gelangte Stück von dem Stifte s_3 der dritten Reihe weiter nach $s_3 c$ abgelenkt, so daß für den Winkel $\alpha_2 = s_2 A s_3$ die Gleichung gilt: $\cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_3}$. Die ganze Ablenkung des Materialstückes von der ursprünglich wagerechten Richtung beträgt daher $\alpha_1 + \alpha_2$. Nimmt man etwa an, der Korb habe im Inneren drei Stiftreihen, deren Halbmesser sich wie 6 : 7 : 8 verhalten, so bestimmt sich die gedachte Ablenkung zu:

Fig. 37.



$$arc \cos \frac{6}{7} + arc. \cos \frac{7}{8} = 31^0 + 29^0 = 60^0.$$

Der vertheilende Einfluß der genannten Anordnung geht hieraus hervor, eine Vergrößerung des eigentlichen Arbeitsgebietes der Scheiben wird hierdurch aber kaum erzielt werden können.

Die Geschwindigkeit der Schlagstöcke ist bei allen Schleudermühlen eine sehr große und von der Beschaffenheit des zu zerkleinernden Materials abhängig. Nach Althans[1]) soll man für Kohlen eine relative Geschwindigkeit der Stifte gegen einander von 44 m annehmen, welche einer Fallhöhe von 98,7 m entspricht. (Für Gußeisenkugeln giebt Kick die Bruchhöhe zu 200 m an.) Dagegen ist man für weniger spröde Körper, wie z. B. für Getreide, mit der gegensätzlichen Geschwindigkeit der Schlagstifte bis zu 150 m gegangen, entsprechend einer Fallhöhe von 1148 m.

Bei so bedeutenden Umdrehungsgeschwindigkeiten fällt natürlich auch die Betriebskraft sehr groß aus, und zwar nicht nur für den eigentlichen Arbeitsproceß, sondern auch für den Leergang der Maschine, d. h. wenn derselben kein Material zugeführt wird. Der Grund hiervon ist nicht nur in der großen Zapfenreibung zu suchen, sondern vornehmlich in dem Luftwiderstande, welchen die Schlagstifte finden, die bei der erheblichen Geschwindigkeit in gewissem Sinne wie Ventilatorflügel zur Wirkung kommen. Hiervon giebt der starke, bei dem Betriebe sich einstellende Luftstrom Zeugniß. Man kann diesen letzteren Widerstand dadurch beträchtlich herabziehen, daß man das Gehäuse der Maschine von der atmosphärischen Luft möglichst abschließt, wie dies von Nagel und Kämp geschieht. Bei einer solchen Anordnung haben nämlich die Stifte nicht fortwährend neue Luftmengen in Bewegung zu setzen, man wird vielmehr annehmen müssen, daß die in dem Gehäuse eingeschlossene Luft an der Umdrehung sich betheiligt, so daß nur die Reibung dieser Luft an den Gehäusewandungen als Widerstand auftritt. Wie groß die schädlichen Widerstände der Desintegratoren werden können, geht aus einer Angabe[2]) hervor, wonach eine solche Maschine mit Scheiben von 1,83 m Durchmesser und von 0,23 m Breite bei 400 Umdrehungen in der Minute während der Arbeit 145 Pferdekraft erforderte, wogegen sich der Arbeitsbedarf für den Leergang allein auf 63 Pferdekraft belief.

§. 16. Fortsetzung. Die ursprüngliche Carr'sche Construction hat später manche Wandlungen erfahren. So hat man beispielsweise die beiden Axen stehend über einander, also die Scheiben wagerecht angeordnet, indem man das Material in der Mitte auf die untere Scheibe fallen läßt. Bei dieser Anordnung wird, wie auch bei der im folgenden Paragraph näher zu besprechenden Rittinger'schen Maschine, eine gleichmäßigere Vertheilung

---

[1]) Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, 1878, 138.

[2]) Sitzungsbericht der British Association, Edinburgh 1871 und Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

des Materials auf den ganzen Umfang der Scheiben erreicht. Bergmann und Schlee[1]) haben ferner die auf wagerechten Axen angeordneten Scheiben noch zu zwei conischen Trommeln seitlich erweitert, einer inneren und einer äußeren, und haben diese Trommeln ebenfalls mit Stiften versehen, damit das Material bei dem Durchgange durch den Zwischenraum zwischen beiden Trommeln eine weitere Zerkleinerung erfahren soll. Krauß[2]) umgiebt die Scheiben des gewöhnlichen Desintegrators mit einem gitterförmig durchbrochenen Mantel, durch dessen verstellbare Zwischenräume das zerkleinerte Material nach außen treten soll, auch versieht er die Lager der Axen mit Wasserkühlung, um einem Warmlaufen vorzubeugen. Um die in dem Gehäuse enthaltene Luft zu hindern, eine Schwächung der Stoßwirkungen zu veranlassen, indem diese Luft gewissermaßen wie ein elastisches Polster zwischen den gegen einander prallenden Körpern sich verhält, wendet Braun[3]) ein geschlossenes Gehäuse an, aus welchem die Luft ausgepumpt worden. Andere Einrichtungen von Kapler[4]), sowie von Brinck und Hübner[5]) bezwecken die Verstellbarkeit der Schlagstäbe gegen einander oder deren leichtere Auswechselbarkeit.

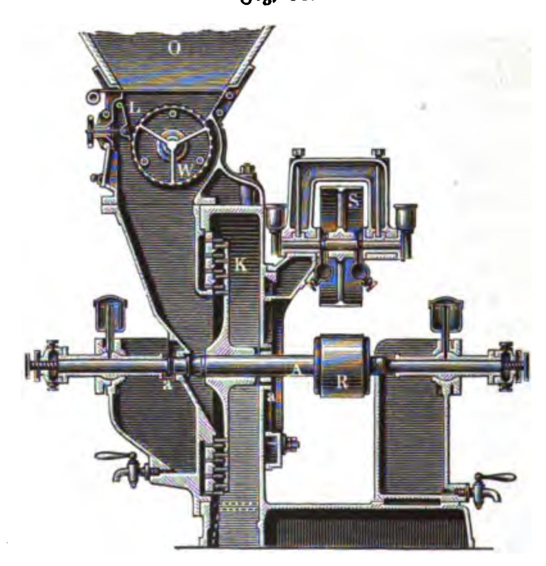
Eine wesentliche Aenderung zeigen die Maschinen von Nagel und Kämp[6]), welche insbesondere zum Zerkleinern von Getreide dienen. Die schon oben hervorgehobenen Unzuträglichkeiten, welche die Anordnung von zwei entgegengesetzt umlaufenden Scheiben im Gefolge hat, sind die Veranlassung gewesen, überhaupt nur der einen Scheibe Bewegung zu ertheilen, und den zweiten Korb durch das feste Gestell zu ersetzen, mit welchem die zugehörigen Stifte verbunden sind. Allerdings muß hierbei zur Erzielung der gleichen Wirkung die kreisende Scheibe mit doppelt so großer Geschwindigkeit umgedreht werden, als bei der Drehung beider Scheiben, und es ist aus diesem Grunde die größte Sorgfalt nicht nur auf sichere und genaue Lagerung der Axe und gute Oelung der Lager, sondern vornehmlich auf eine äußerst genaue Centrirung der Massen der Körbe zu verwenden. Daher haben die Lager der Axe *A*, Fig. 38 (a. f. S.), bei diesen Maschinen eine verhältnißmäßig sehr große Länge erhalten, um den Druck pro Flächeneinheit möglichst herabzuziehen; und um den Lagerbüchsen die Füglichkeit zu ertheilen, sich stets genau an die Axe anzuschmiegen, sind dieselben in ihren Lagerstühlen um die kugelförmig gestalteten Sitze drehbar gemacht. Die Anordnung nur einer zu bewegenden Scheibe gestattet deren Aufbringung zwischen den unterstützenden Lagern, so daß es möglich wird, diese Scheibe mit der außerordentlichen Geschwindigkeit von 6500 Umdrehungen in der Minute zu bewegen, welche Umdrehungszahl bei

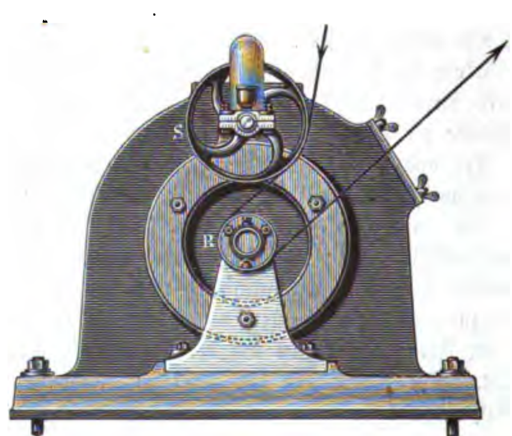
---

1) D. R.-P. Nr. 29484. 2) D. R.-P. Nr. 11834. 3) D. R.-P. Nr. 11764. 4) D. R.-P. Nr. 13260. 5) D. R.-P. Nr. 18297. 6) D. R.-P. Nr. 2325.

dem Durchmesser von 0,43 m einer Geschwindigkeit am Umfange von 146 m entspricht, zu der eine Fallhöhe von 1087 m gehören würde. Um ein Gleiten des den Betrieb vermittelnden Riemens auf der Riemenscheibe *R*

Fig. 38.



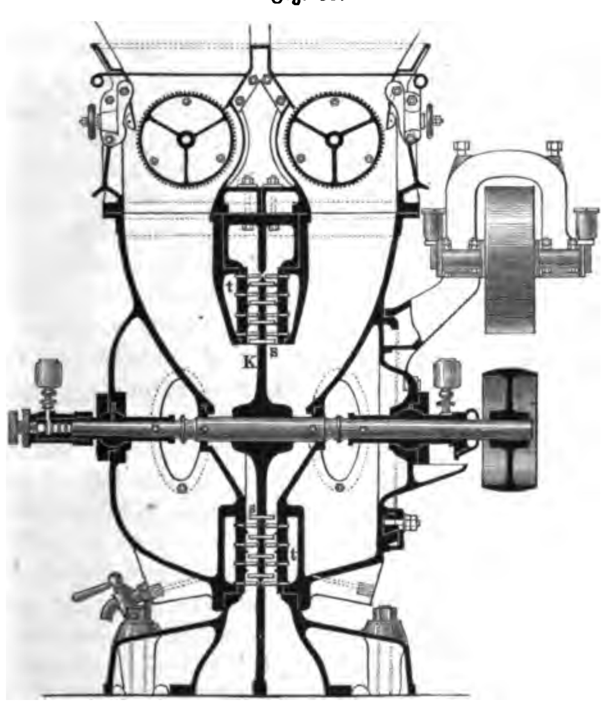


zu verhindern, ist die besondere Spannrolle *S* angebracht, welche einer um die Axe *A* concentrischen Verstellung befähigt ist.

In welcher Weise die Scheibe *K* mit ihren Stiftreihen zwischen den am Gehäuse festen Gegenstiften arbeitet, ist aus der Figur ersichtlich, auch er-

kennt man daraus, wie die Axe beiderseits durch die Stopfbüchsen *a* in das Gehäuse eintritt, so daß an diesen Stellen der Zutritt der äußeren Luft zu dem Gehäuse verhindert ist. Ebenso geschieht die Zuführung des Mahlgutes unter Luftabschluß, indem in den das Getreide aufnehmenden Rumpf *O* eine Speisewalze *W* eingelegt ist, durch deren langsame Drehung eine mehr oder minder große Menge eingeführt werden kann, je nach dem Zwischenraume, welchen man zwischen der Walze und der verstellbaren Klappe *L*

Fig. 39.



anordnet. Der Zweck dieses Luftabschlusses wurde bereits oben in der Verringerung des Luftwiderstandes erkannt.

Um die einseitige Wirkung auf die Scheibe und die Axe möglichst zu vermeiden, werden diese Maschinen von den Erfindern auch doppeltwirkend, nach Fig. 39, gebaut. Hier ist die Scheibe *K* beiderseits mit Schlagstöcken *s* versehen, denen entsprechend das Gehäuse mit den festen Gegenstiften *t* ausgerüstet ist. Auch die Zuführung ist zu beiden Seiten angebracht, und man kann in Folge hiervon auf derselben Maschine verschiedene Posten Schrot verarbeiten. Spätere Anordnungen derselben Fabrikanten zeigen die

Scheiben mit einer Anzahl von Ventilatorflügeln versehen, durch deren Wirkung Luft aus Oeffnungen angesaugt werden soll, die einer Regulirung befähigt sind, so daß nur eine bestimmte Luftmenge angesaugt wird, die dazu dient, die zerkleinerten Materialien durch ein Ausgangsrohr aus dem Gehäuse zu entfernen.

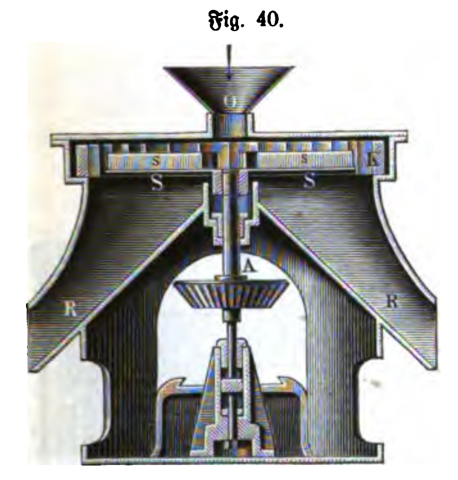
Nach den gemachten Erfahrungen eignen sich die bisher besprochenen Stiftmaschinen nur für die Zerkleinerung von Stoffen geringerer Härte, da sie ihrer Construction nach durch sehr feste Körper, wie Mineralien, leicht einer Beschädigung ausgesetzt sind. Für die letztgenannten Stoffe haben diese Schleudermühlen mit Stiften daher nicht den rege gemachten Erwartungen entsprochen, und man ist bei der Aufbereitung der Erze in Hüttenwerken mehr zu der Anwendung der in dem folgenden Paragraphen zu besprechenden Ausführungen übergegangen. Die hauptsächlichste Verwendung haben die Stiftmaschinen in der Mehlbereitung gefunden, namentlich seitdem man dabei von den Walzen einen so ausgedehnten Gebrauch gemacht hat. Man benutzt dabei die Schleudermaschinen weniger zum ersten Zerkleinern der Getreidekörner, als vielmehr hauptsächlich, um die zwischen Walzen vorgequetschten Körner aufzulösen, d. h. die Schalen von den Mehltheilchen zu trennen. Zu dem Zwecke findet in der Regel eine wiederholte Anwendung von Walzen und Schleudermaschinen statt. Dieser Art der Wirksamkeit entspricht auch die von Nagel und Kämp für ihre Maschine gewählte Bezeichnung als Dismembrator.'

Ueber den eigentlichen Wirkungsgrad dieser Maschinen sind Angaben nicht bekannt geworden, diejenigen Mittheilnngen, welche sich auf die Menge des zerkleinerten Materials im Verhältniß zu der angewandten Betriebskraft beziehen, sind deswegen als relative anzusehen, weil es bei der Zerkleinerung wesentlich auf den Grad derselben, also auf die Feinheit des erzielten Productes ankommt. Eine besonders vortheilhafte Verwendung der Arbeit zum Zwecke der Zerkleinerung wird den Schleudermühlen aus den oben angegebenen Gründen nicht nachzusagen sein. Althans giebt an der oben angeführten Stelle an, daß zur Zerkleinerung von 500 kg Kohlenklein in der Minute die Schleudermühle 15 Pferdestärken gebrauchte, während ein Quetschwalzwerk für den gleichen Zweck nur 5 Pferdestärken an Betriebskraft erfordert. Der hauptsächlichste Vortheil dürfte darin bestehen, daß diese Maschinen nur einen im Verhältniß zu ihrer Leistung geringen Raum beanspruchen; die große Geschwindigkeit der Axen wird immer ein erheblicher Uebelstand dieser Maschinen bleiben, welcher ihre Betreibung nur bei der solidesten Ausführung und bei der besten Bedienung möglich erscheinen läßt.

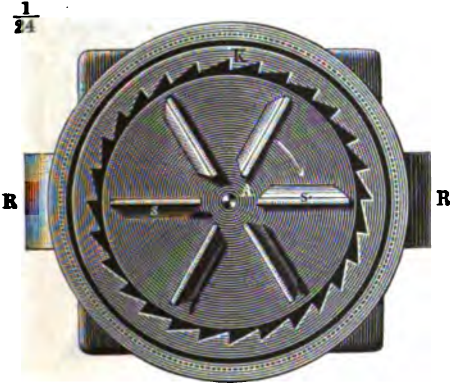
§. 17. Stehende Schleudermühlen. Rittinger war der erste, welcher der Schleudermühle eine zur Zerkleinerung auch härterer Körper,

wie Mineralien und Erze, geeignetere Form gab, indem er die wenig widerstandsfähigen Stifte durch Schienen ersetzte, welchen die Aufgabe zuertheilt wurde, die Masse mit großer Geschwindigkeit nach außen zu werfen. Das Zerschellen der Materialien soll dann an den Wandungen des Mantels geschehen, welcher die mit den Schienen versehene, auf einer schnell umgedrehten Axe angebrachte Scheibe umgiebt. Diese Axe hat eine aufrechte Stellung, wie aus Fig. 40 ersichtlich ist, die einen Durchschnitt der Rittinger'schen Maschine darstellt[1]). Die auf der stehenden Welle *A* befestigte Scheibe *S* von 30″ = 0,79 m Durchmesser trägt auf ihrer oberen Fläche sechs radiale Schienen *s*, welche das von oben durch die mittlere Oeffnung *O* niederfallende Material mit herumnehmen, wenn die Scheibe in Umdrehung gesetzt wird. Vermöge der Fliehkraft wird dieses Material nach dem Umfange der Scheibe befördert, welchen es in tangentialer Richtung mit der Umdrehungsgeschwindigkeit daselbst verläßt. Wegen der rings um die Axe gleichmäßig stattfindenden Zuführung des Materials wird auch ein gleichmäßiges Auswerfen desselben am ganzen Umfange der Scheibe eintreten, wodurch eine größere Wirksamkeit zu erreichen ist, als bei den vorstehend besprochenen liegenden Maschinen. Die Scheibe *S* ist ringsum von einem gußeisernen Mantel umgeben, der innerlich mit Zähnen von solcher Querschnittsform versehen ist, daß die gegen diese Zähne geschleuderten

Fig. 40.



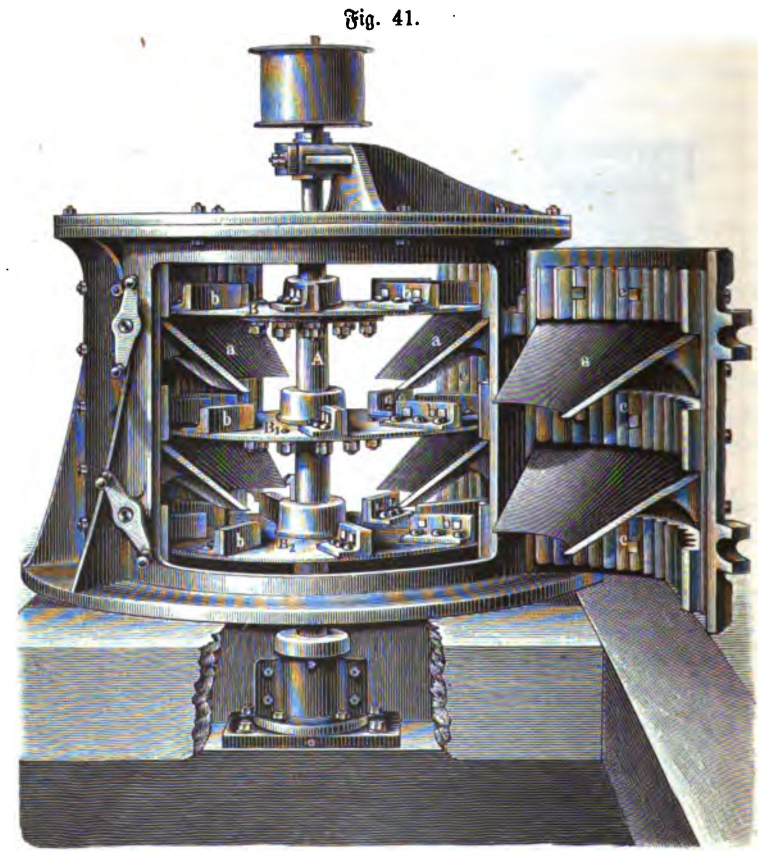
1/24



1) Lehrb. d. Aufbereitungskunde von P. v. Rittinger, 1867.

Körper einem Zerschellen unterliegen. Durch den Zwischenraum zwischen diesem Mantel und der Scheibe kann das genügend zerkleinerte Material hindurchfallen und gelangt durch die beiderseits angebrachten Abfallrinnen *R* zum Austrag. Der Zwischenraum zwischen dem Zahnkranze *K* und der Scheibe *S* ist je nach dem Grade der Zerkleinerung und nach der Größe der zu zerkleinernden Stücke 25 bis 50 mm weit zu halten. Ueber die

Fig. 41.



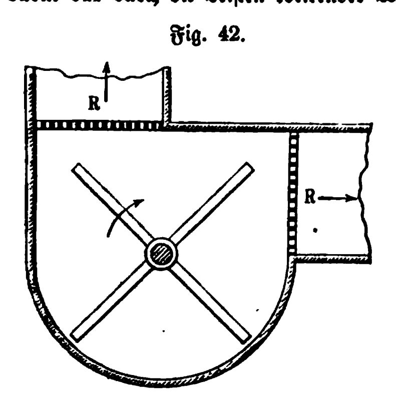
Wirksamkeit dieser Maschine giebt Rittinger an, daß eine Geschwindigkeit von 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute oder eine Umfangsgeschwindigkeit von 33 bis 40 m in der Secunde selbst für die härtesten Substanzen, wie Quarzstücke, genügend ist, um eine Zertrümmerung hervorzubringen. Mit einer Pferdekraft wurde stündlich eine Menge von 240 Pfd. = 135 kg quarzhaltiger Bleierzgraupen von 6 mm Korngröße zu Mehl von 1,5 mm Größe vermahlen. Von dem der Maschine vorgelegten Material wird nur

die Hälfte in Mehl verwandelt, während die andere Hälfte von Neuem aufgegeben werden muß.

Um auch in dieser Maschine, wie bei den oben besprochenen, eine wiederholte Zerkleinerung zu erzielen, hat Vapart[1]) derselben die aus Fig. 41 ersichtliche Einrichtung gegeben. Auf der stehenden Welle *A* sind über einander drei Scheiben *B* angebracht, von denen jede mit den Leisten *b* zur Ausschleuderung des auf die Scheibe fallenden Materials versehen ist. Der die Maschine staubdicht umschließende Mantel ist innerlich mit gerippten Hartgußringen *c* armirt, gegen welche das Material geschleudert wird. Die Aufgabe desselben geschieht durch eine im oberen Deckel befindliche Eintragsöffnung, und das zwischen der obersten Scheibe *B* und ihrem Rippenringe hindurchtretende Material gelangt durch kegelförmige Einsätze *a* auf die darunter befindliche Scheibe B_1, deren Leisten von Neuem eine Ausstreuung bewirken, so daß an dem mittleren Rippenringe ein wiederholtes Zerschellen stattfindet. In derselben Weise wird im unteren Ringe nochmals die Zerkleinerung vorgenommen, worauf das auf den Boden gelangte Material durch eine mit der unteren Scheibe verbundene Scharre nach der Austragsöffnung befördert wird. Die Bewegung wird der Axe durch die auf ihrem oberen Ende befestigte Riemenscheibe mitgetheilt. Um eine leichte Zugänglichkeit zu dem Inneren der Maschine zu ermöglichen, ist der Mantel mit zwei um Scharniere drehbaren Thüren versehen.

Man hat auch sonst noch Schleudermaschinen in solcher Art ausgeführt, daß darin das durch die Leisten rotirender Wellen nach außen geschleuderte Material an dem Umfange des Gehäuses einem Zerschellen unterworfen ist. So wendet Martin[2]) eine liegende Trommel an, auf deren Umfange mehrere schraubenförmig gewundene Leisten angebracht sind, welche das Material gegen den eisernen Mantel werfen, der nur in seinem unteren Theile mit hervorragenden Rippen versehen ist. Die Maschine von Schiffner[3]) zeigt eine horizontale Welle mit vier darauf befestigten, unter rechtem Winkel zu einander gestellten Wurfflügeln, welche das Gut gegen die Wandung eines cylindrischen Mantels werfen, der an einer oder an zwei Stellen bei *R*, Fig. 42, mit Rosten versehen ist, dessen Zwischenräume dem genügend zerkleinerten Mahlgute den Austritt gestatten.

Fig. 42.



Alle die hier betrachteten Schleudermaschinen, bei denen die kreisenden Theile nicht zum Zerkleinern, sondern nur als Wurfflügel zu dienen haben,

[1]) D. R.-P. Nr. 364. [2]) D. R.-P. Nr. 8025. [3]) D. R.-P. Nr. 1291.

während das eigentliche Zerschellen an festen Theilen stattfindet, sind der Natur der Sache nach viel besser geeignet, die Zerkleinerung harter und widerstandsfähiger Stoffe zu bewirken, als die leichter einer Beschädigung unterworfenen Stiftmaschinen. Demgemäß haben sich diese Maschinen in vergleichsweise kurzer Zeit eine ausgedehnte Anwendung verschafft, indem man mit denselben die verschiedensten Substanzen, wie Erze, Kohlen, Kalksteine, Cement, Thon, Formsand u. s. w. zerkleinert. Gleichzeitig dienen diese Maschinen sehr wirksam zur innigen Mengung verschiedener Stoffe mit einander.

Ueber die Verhältnisse der Vapart'schen Maschine giebt die folgende Zusammenstellung Aufschluß, welche der diese Maschinen ausführenden Maschinenfabrik von G. Mehler in Aachen zu danken ist.

Nr.	Durchmesser des Cylinders	Umdrehungen pr. Minute	Kraftverbrauch
1	1,750 m	450 bis 600	12 bis 15 Pferdekraft
2	1,300	600 „ 800	8 „ 12 „
3	1,050	750 „ 1000	5 „ 6 „
4	0,800	1000 „ 1250	3 „ 4 „

Diesen Angaben gemäß ist die Umfangsgeschwindigkeit der Schleuderscheiben zwischen 40 und 55 m gelegen, was einer Fallhöhe zwischen 82 und 154 m entspricht.

Ueber die Leistungsfähigkeit bei der Zerkleinerung verschiedener Materialien enthält die folgende, derselben Quelle entstammende Tabelle nähere Mittheilungen, welche sich auf die unter Nr. 2 der vorhergehenden Tabelle angegebene Maschine beziehen, wozu bemerkt wird, daß diese Zahlen je nach der Größe der aufgegebenen Stücke und der Dichtigkeit der Materialien erheblich schwanken, und daß es sich empfiehlt, bei Stücken von mehr als Faustgröße und hartem oder zähem Material ein Vorbrechen durch einen Steinbrecher (s. den folgenden Paragraph) vorzunehmen.

		Kilogr. pr. Stunde
Feuerfeste Steine	zu 3 bis 4 mm Korn	3000 bis 4000
Feuerfeste Steine	ganz fein	2500 „ 3000
Sehr harter Kohlensandstein . . .	zu 3 bis 4 mm Korn	3000 „ 3500
Chamottesteine	„ 1 „ „	2000 „ 2500
Gebrannte Thonerde	„ 1 „ 2 „ „	3000 „ 3500

		Kilogr. pr. Stunde
Thonschiefer	zu 3 mm Korn	2000 bis 3000
Steingut	„ 1 bis 2 „ „	2000 „ 3000
Kalkstein	„ 1 „ „	2000 „ 3000
Harter, gebrannter Cement	„ 4 „ 5 „ „	3000 „ 4000
Harter, gebrannter Cement	ganz fein	1000 „ 1200
Blauer, harter Flußspath (Glasfluß)	zu 5 bis 6 mm Korn	4000 „ 5000
Schwefelkies	„ 1 „ „	1000 „ 2000
Glas	„ 1 „ 2 „ „	2000 „ 3000
Stückblende	ganz fein	3000 „ 4000
Graupenerz	ganz fein	3000 „ 4000
Quarz mit Stückblende	zu 1 bis 2 mm Korn	2000 „ 3000
Weißbleierz (hartes Conglomerat)	„ 1 „ „	4000 „ 5000
Bleiglanz in Stücken	„ 2 „ „	3000 „ 4000
Körniger Bleiglanz	„ 2 „ „	3000 „ 4000
Granit	„ 1 „ „	1000 „ 2000
Arsen	ganz fein	1000
Feldspath	ganz fein	2000 „ 3000
Feldspath	etwas gröber	3000 „ 4000
Formsand (Siebsand)	27 Maschen pr. 1 Q.-Zoll	2000 „ 3000
Getrocknetes Blut	ganz fein	1500 „ 2000
Gedörrtes Horn, Leder, Knochen zu Düngerzwecken	ganz fein	1500

Die in den beiden vorhergehenden Zusammenstellungen enthaltenen Resultate lassen erkennen, daß die zum Betriebe der Schleudermaschinen erforderliche Arbeit erheblich größer ist, als diejenige, welche zur bloßen Geschwindigkeitsertheilung nöthig sein würde. Nimmt man z. B. die größte angegebene Leistung pro Stunde, also von 5000 kg in der Minute und die ebenfalls größte Umfangsgeschwindigkeit von 55 m, entsprechend 154 m Fallhöhe, an, so gehört zum dreimaligen Erheben dieses Gewichtes von 5000 kg auf die Höhe von 154 m nur eine mechanische Arbeit von

$$3 . 5000 . 154 = 2\,310\,000 \text{ mkg oder von } \frac{2\,310\,000}{60 . 60 . 75} = 8{,}55 \text{ Pferde-}$$

kraft. Da aber der wirkliche Verbrauch zu 12 Pferdekraft angegeben ist, so ergiebt sich hieraus ein erheblicher Verlust an Arbeit, welcher zum Theil durch die Zapfenreibungen und den Luftwiderstand, zum Theil auch durch die Reibung der Materialien an einander und den Schleuderscheiben veranlaßt wird. Ueber den erstgenannten Antheil würde die Betriebskraft einigen Anhalt geben, welchen die Maschine im Leergange erfordert.

Steinbrecher. Von den bisher besprochenen Zerkleinerungsmaschinen, §. 18. welche die Zertrümmerung der Materialien durch den Stoß bewirken,

unterscheiden sich die Steinbrecher, sowie die weiter unten zu besprechenden Walzwerke in Betreff ihrer Wirkungsweise wesentlich, insofern sie das Zerdrücken oder Zerquetschen der Stoffe durch starken Druck erreichen. Die Steinbrecher, oder wie man sie wohl passender bezeichnet hat, Maulbrecher, zermalmen die zu zerkleinernden Stoffe in dem Maule eines kräftigen Zängwerkes, von dessen beiden Backen in der Regel die eine feststeht, während die andere vermöge der ihr ertheilten schwingenden Bewegung ersterer abwechselnd genähert und wieder von ihr entfernt wird. Bei dieser Näherung wird der zwischen die Backen eingebrachte Körper einer Pressung unterworfen, welche die Zertrümmerung zur Folge haben muß, sobald sie das Maß der Festigkeit des Materials übersteigt. Streng genommen ist die Wirkung dieser Maschinen zwar nicht als ein reines Zerdrücken anzusehen, indem durch die Gestalt der Backenoberflächen zuweilen auch ein Durchbrechen der Stoffe bewirkt werden kann, sobald nämlich vermöge dieser Gestalt der zu zerkleinernde Körper nur in einzelnen Punkten angegriffen wird. In vielen Fällen ist es die Absicht, eine derartig brechende Wirkung vorzugsweise hervorzurufen, wenn es sich nämlich darum handelt, unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung, Stücke von bestimmter Größe zu erhalten, was beispielsweise bei der Darstellung des Schotters für den Straßenbau immer beabsichtigt wird. Andererseits wieder kann die Mehlbildung dadurch wesentlich befördert werden', daß man den beiden Backen neben der gedachten Bewegung noch eine relative Verschiebung gegen einander ertheilt, wodurch eine reibende Wirkung herbeigeführt wird, wie sie vornehmlich in den weiter unten zu besprechenden Mühlen auftritt.

Die Steinbrecher sind von W. Blake in New-Haven erfunden und seit dem Jahre 1858 bekannt. Von der ursprünglichen Art der Ausführung dieser Maschinen ist man in der neueren Zeit mehrfach abgewichen, hat aber immer die eigenthümliche Art des Zermalmens in einem Zangenmaule beibehalten, welche etwa mit der Wirkungsweise der gewöhnlichen Nußknacker verglichen werden kann. Eine ältere Construction des Steinbrechers[1]) zeigt Fig. 43. Die bewegliche Backe B ist hier an der kräftigen Axe D angebracht, um welche ihr eine schwingende Bewegung vermittelst des Kniehebelgetriebes abc ertheilt wird. Dieses Kniegelenk wird von der schnell rotirenden Kurbelwelle A mittelst der Schubstange E bewegt, deren Ende den Köpfen der Knieschenkel als Stütze dient. Bei jeder Umdrehung der Kurbel wird in Folge dieser Anordnung die Backe eine Schwingung hin und zurück vollführen, wobei die von oben in das Maul bei O eingebrachten Körper dem gedachten Zusammendrücken ausgesetzt sind, so lange die bewegliche Backe B sich der festen C nähert. Das hierdurch zerkleinerte Mate-

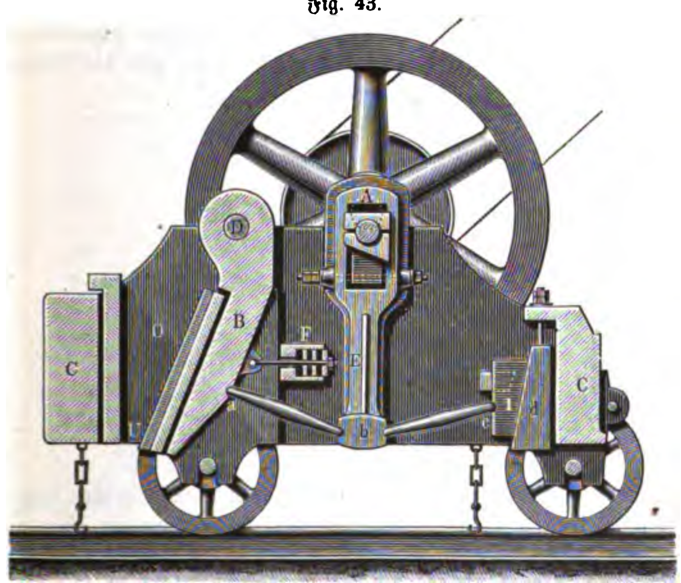
---

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865.

rial fällt bei dem Zurückgehen der Backe B durch den zwischen beiden Backen unterhalb verbleibenden Spaltraum, und es ist ersichtlich, daß man durch entsprechende Regulirung der Weite dieses Spaltes bis zu gewissem Grade die Größe der gebildeten Bruchstücke feststellen kann. Diese Regulirung der Spaltweite ist bei der abgebildeten Maschine durch die Verstellbarkeit des hinteren Stützlagers l mittelst des Keiles d ermöglicht, durch Anheben des Keiles wird offenbar das Stützlager l der Zange genähert und somit der Zwischenraum bei U verringert.

Um auch die Größe der Schwingung verändern zu können, was in dem Falle wünschenswerth ist, wenn die Maschine bald sprödere, bald zähere

Fig. 43.

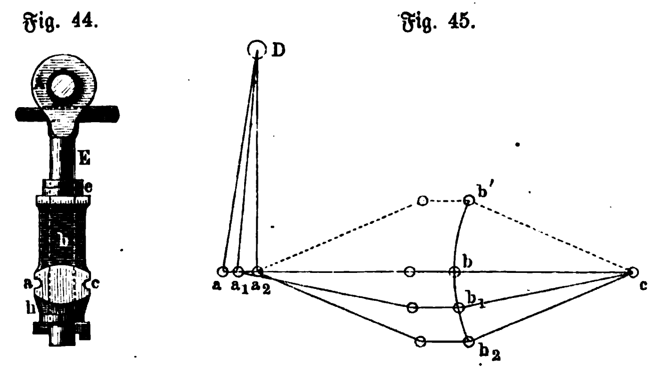


Stoffe zerkleinern soll, hat man die Einrichtung so getroffen, daß das Stützlager b für die Knieschenkel auf der Schubstange einer geringen Verstellung fähig ist, wie dies in der durch Fig. 44 (a. f. S.) angedeuteten Weise zu erreichen ist. Das Stützlager hat hier die Gestalt der auf der cylindrischen Schubstange E verschieblichen Hülse b erhalten, welche durch entsprechende Versetzung der bei e und h gezeichneten Unterlegescheiben mehr oder minder von A entfernt werden kann. Welchen Einfluß die hierdurch zu verändernde Länge der Schubstange auf die Größe des Schwingungswinkels der Brechbacke hat, läßt sich am einfachsten aus der Fig. 45 (a. f. S.) erkennen.

Es bedeute hier c den festen Stützpunkt des Kniegelenkes, welches in seiner gestreckten Lage durch abc dargestellt sein mag. Denkt man sich den

die beiden Enden der Knieschenkel aufnehmenden Kopf der Schubstange aus der höchsten Lage in b um eine gewisse Größe $b b_1 = 2r$ gesenkt, worin r den Kurbelarm vorstellen möge, so gelangt das Kniegelenk in die Lage $a_1 b_1 c$, indem b in dem Kreisbogen um c sich bewegt, während der Endpunkt a in einem Bogen um die Schwingungsaxe D der Brechbacke geführt wird. Die seitliche Verschiebung der Backe ist daher durch die Größe $a a_1$ dargestellt. Würde man dagegen die Schubstange um die Größe $b b_1$ verlängern, so daß die höchste Lage des Knies durch $a_1 b_1 c$ dargestellt ist, so gelangt dasselbe bei dem Niedergange der Schubstange um dieselbe Größe $b b_1 = b_1 b_2 = 2r$ in die durch $a_2 b_2 c$ vorgestellte Lage, und der Ausschlag des Backenhebels ist dann durch den Abstand $a_1 a_2$ ausgedrückt, welcher erheblich größer ist als $a a_1$. Wenn man die Länge jedes der beiden gleich lang anzunehmenden Knieschenkel gleich l setzt, und die Neigungs-

Fig. 44. Fig. 45.



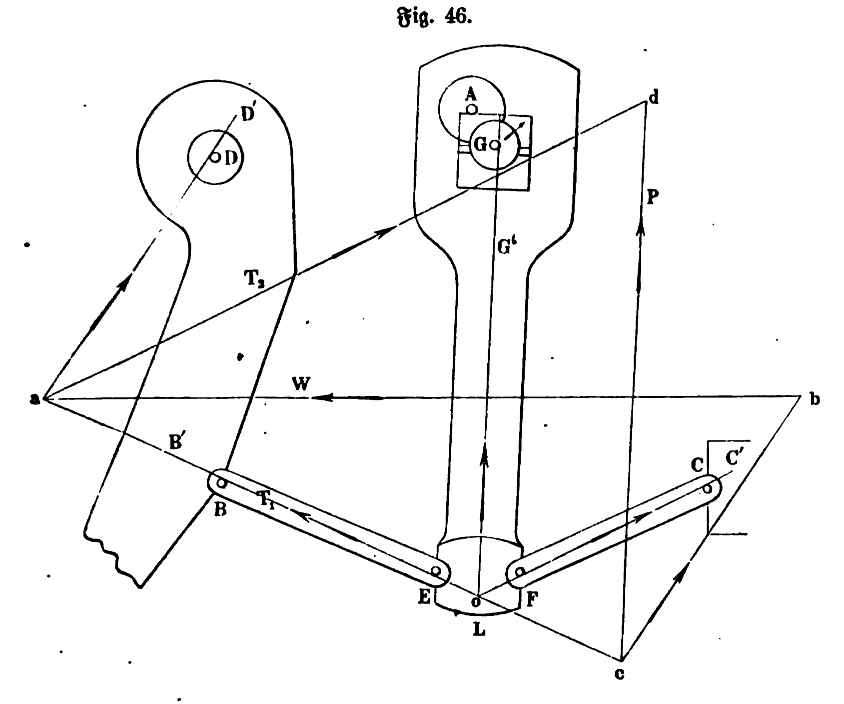
winkel derselben gegen den Horizont in der höchsten und tiefsten Lage mit α und β bezeichnet werden, so kann man unter der Annahme einer geradlinigen Verschiebung des Brechhebelendes in a den Ausschlag daselbst hinreichend nahe gleich $2l(\cos\alpha - \cos\beta)$ setzen, ein Ausdruck, welcher mit wachsenden Werthen von α und β zunimmt.

Selbstredend wird die von dem Knie auf den Backenhebel durch eine bestimmte Schubkraft der Schubstange ausgeübte Druckkraft um so geringer ausfallen, je größer der Ausschlag gewählt wird, und es ist ebenfalls ersichtlich, daß man den Ausschlag der Backe um so größer anzunehmen hat, je zäher die zu zerkleinernden Körper sind. Die Erfahrung hat es bestätigt, daß trockene und spröde Steine nur einen kleinen Ausschlagwinkel des Brechbackens erfordern, während feuchte und verwitterte Materialien einen größeren Hub verlangen. Für die gewöhnlichen Fälle der Anwendung, in denen meistens Material von nahezu derselben Beschaffenheit zu zerkleinern ist, fällt daher die Nothwendigkeit einer Veränderung des Ausschlages fort. In

fast allen Fällen ordnet man das Getriebe so an, daß die höchste Lage des Knies durch die gestreckte Stellung abc gegeben ist, nur ausnahmsweise hat man auch eine Einrichtung gewählt, vermöge deren ein Durchschlagen des Knies über die gestreckte Stellung hinaus, also in der Figur zwischen b und b', stattfindet; in diesem Falle erzielt man die doppelte Anzahl von Schwingungen des Backens, welcher nun für je eine halbe Umdrehung der Welle einmal hin und zurück bewegt wird.

Auch von der Art der Kraftübersetzung durch das Kniegelenk erlangt man am einfachsten ein Bild durch eine graphische Darstellung nach Fig. 46.

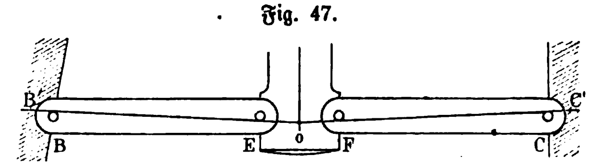
Fig. 46.



In derselben stelle $BEFC$ das Kniegelenk vor, welches durch die Schubstange GL der Kurbel AG bewegt wird und auf den Backenhebel DB wirkt. Es möge nach einem beliebig zu wählenden Kräftemaßstab $ab = W$ die Größe des Widerstandes darstellen, welcher von dem zu zerkleinernden Material auf den Brechbacken in der horizontalen Richtung ausgeübt wird. Auf den Backen wirkt dann die Pressung des Knieschenkels BE in einer Richtung, welche man durch die Mitten der cylindrischen Stützzapfen B und E gehend zu denken hätte, sobald eine Reibung daselbst nicht auftreten würde. Wegen der Reibung hat man aber die Richtung der Druckkraft so

anzunehmen, daß sie von jeder der Zapfenmitten in einem Abstande fr verbleibt, wenn unter r der Zapfenhalbmesser und unter f der Reibungscoefficient verstanden wird, wie dies aus der einfachen Beziehung folgt, wonach mit Rücksicht auf die Reibung die Wirkung irgend zweier in relativer Bewegung gegen einander befindlichen Körper immer um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungsfläche abweichen muß. Man kann sich daher hier und in allen ähnlichen Fällen der um die Zapfenmitten mit dem Halbmesser fr beschriebenen Kreise bedienen, indem man nur die Druckrichtungen tangential an diese Kreise gerichtet anzunehmen hat; für einen solchen Kreis mag der in Th. III, 1, Anhang, dafür angenommene Name Reibungskreis im Folgenden beibehalten werden. Der Widerstand W und die Druckkraft T_1 des Knieschenkels BE schneiden sich in dem Punkte a, und es muß daher für das Gleichgewicht der auf den Backenhebel wirkenden Kräfte die Reaction des Schwingzapfens D ebenfalls durch diesen Schnittpunkt a gehen, und zwar muß dieselbe wegen der Zapfenreibung den Reibungskreis von D berühren. Zerlegt man daher den Widerstand

Fig. 47.



$W = ab$ nach den beiden Richtungen ac und aD', indem man bc parallel mit $D'a$ zieht, so erhält man in ac die Größe der Pressung T_1 in dem Knieschenkel BE, während $cb = R$ die Beanspruchung des Lagers für den Schwingzapfen D angiebt. Die Pressung T_1 wirkt auf die Zugstange GL und begegnet sich mit der von dem anderen Schenkel CF auf diese Stange ausgeübten Pressung T_2 in dem Punkte o, durch welchen wegen des Gleichgewichtes der auf die Zugstange wirkenden Kräfte auch der vom Kurbelzapfen G ausgeübte Zug hindurchgehen muß. Diesen Zug hat man tangential an den Reibungskreis von G anzunehmen, ebenso wie die Pressung T_2 die beiden Reibungskreise von F und C berühren muß. Daher erhält man durch die Zerlegung von $ac = T_1$ nach den Richtungen von oG' und oC' in dem Dreiecke acd die Zugkraft in der Schubstange durch $cd = P$ ausgedrückt, während $ad = T_2$ die Pressung in dem Knieschenkel FC darstellt, welche durch das Gestell der Maschine aufgenommen werden muß.

Man ersieht aus der Figur sogleich, daß die zur Ueberwindung eines bestimmten Widerstandes W in der Zugstange erforderliche Kraft um so kleiner ausfällt, je stumpfer der Winkel $B'oC'$ der beiden Knieschenkel ist, d. h. je mehr sich das Knie der gestreckten Lage nähert. Die Fig. 47 läßt auch die Verhältnisse der Kräfte für den Zustand der gestreckten Lage des

Knies erkennen. Während unter Wegfall der Reibungen in dieser Stellung die beiden Schenkelkräfte in dieselbe Mittellinie fallen würden, wobei sich also für die geringste Zugkraft der Stange ein unendlich großer Seitendruck in den Knieschenkeln ergeben müßte, so hat man wegen der Reibung die Kraftrichtungen $B'o$ und $C'o$ unter einem Winkel $B'oC' = \omega$ anzunehmen, welcher sich aus der Figur genügend nahe durch die Beziehung ergiebt: $cos\frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$. In Folge hiervon ermittelt sich das zwischen P und T für diesen gestreckten Zustand des Knies geltende Verhältniß zu $\frac{P}{2T} = cos\frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$, also ist $T = P\frac{l}{4fr}$. Man ersieht aus diesem Ausdrucke, daß für eine möglichst große Kraftübersetzung der Zapfenhalbmesser r im Verhältniß zur Schenkellänge l thunlichst klein anzunehmen ist; dem entsprechend sind auch die Zapfen des Knies bei dem Steinbrecher, Fig. 43, nur sehr dünn gemacht, und man sucht in der Regel durch eine möglichst große Breite der Schenkel nach der Richtung der Axe die genügende Festigkeit zu erzielen.

Das vorstehend gezeichnete Diagramm läßt auch direct die Beanspruchung des Maschinengestelles der Richtung und Größe nach erkennen. Man ersieht z. B., daß der Gestellrahmen der Maschine durch die bedeutende horizontale Componente der Schenkelpressungen auf Zerreißen angegriffen wird. Mit Rücksicht auf diese bedeutende Anstrengung auf Zug, für welche das Gußeisen nur geringe Widerstandsfähigkeit besitzt, haben daher die Gestellrahmen der Steinbrecher sehr kräftige Querschnittsabmessungen zu erhalten. Es kann bemerkt werden, daß man auch vorgeschlagen hat, diese Schenkelkraft T, anstatt durch den Gestellrahmen C in Fig. 43, durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen aufzunehmen, welche einerseits mittelst eines Querstückes das Stützlager für den Knieschenkel aufnehmen und sich andererseits gegen den festen Brechbacken stützen.

§. 19. Der Betrieb der Steinbrecher erfolgt meistens durch Riemen von einer vorhandenen Betriebswelle aus, nur wenn eine solche nicht zur Verfügung steht, bringt man wohl eine kleine Dampfmaschine[1]) an dem Gestell des Steinbrechers an, deren Schwungradwelle direct mit dem Krummzapfen des Steinbrechers versehen wird, so daß der letztere ebenso viele Spiele macht, wie die Dampfmaschine. Die Anzahl der Umdrehungen beträgt im Durchschnitt etwa 200 in der Minute, der Ausschlag des Brechbackens richtet sich, wie schon bemerkt wurde, nach der Beschaffenheit der zu zerkleinernden Materialien und beträgt immer nur wenige Grad. Da der Kniehebel nur

[1]) Der praktische Maschinenconstructeur von Uhland, 1869, 211 u. 1877, 310.

die Bewegung des Backens nach der einen Richtung veranlassen kann, so ist für das Zurückziehen des letzteren eine besondere Anordnung getroffen, sehr häufig in der aus Fig. 43 ersichtlichen Art, daß eine Bufferfeder F, welche beim Vorwärtsgange zusammengepreßt worden, durch ihre Spannung mittelst einer Zugstange den Backenhebel zurückzieht. Bei anderen Bauarten hat man auch wohl das Zurückziehen des Backens einem besonderen Hebel übertragen, während bei denjenigen Maschinen, welche unter Weglassung des Kniegelenkes den Brechbacken durch directen Angriff der Kurbel bewegen, diese letztere natürlich auch das Zurückziehen besorgt.

In jedem Falle ist die Kurbelwelle des Steinbrechers mit einem genügend großen Schwungrade zu versehen, wenn die Wirkung in beabsichtigter Weise vor sich gehen soll. Das Schwungrad hat hierbei weniger den Zweck, einen möglichst gleichmäßigen Gang der Maschine zu bewirken, als vielmehr hauptsächlich denjenigen, die Wirkung auf das zu zertrümmernde Material vermöge der aufgespeicherten mechanischen Arbeit gegen Ende jedes Vorganges wesentlich zu unterstützen. Wollte man bei einem durch einen Riemen bewegten Steinbrecher das Schwungrad fortlassen, so hätte der Riemen den ganzen zum Zermalmen des Materials erforderlichen Zug, wie er sich durch eine Ermittelung nach Fig. 46 ergiebt, auszuüben. Es würde hierbei gar leicht ein Gleiten des Riemens auf der Riemscheibe eintreten, so daß die Maschine zum Stillstand käme, sobald ein Material von hinreichend großer Widerstandsfähigkeit zwischen den Brechbacken befindlich wäre. Das Vorhandensein des Schwungrades beseitigt diesen Uebelstand in leicht ersichtlicher Weise. Sobald nämlich bei dem Vorwärtsgehen des Brechbackens der Widerstand des zu zermalmenden Materials so groß geworden ist, daß der Riemenzug allein nicht mehr ausreichend zur Ueberwindung dieses Widerstandes ist, stellt sich im Gange der Maschine zunächst eine Verzögerung ein, während welcher die in dem Schwungrade in Form von lebendiger Kraft angesammelte mechanische Arbeit dazu verwendet wird, denjenigen Betrag herzugeben, um welchen die Arbeit des Widerstandes größer ist, als die von dem Riemen in dieser Zeit ausgeübte. Diese Verzögerung dauert so lange, bis der Widerstand auf einen solchen Betrag herabgesunken ist, daß er durch die Wirkung des Riemens allein überwunden wird, und wenn, wie dies bei dem Rückgange des Backens immer der Fall ist, eine noch weitergehende Abnahme des Widerstandes sich einstellt, so wird die überschießende Kraft des Riemens zu einer Beschleunigung des Ganges der Maschine verwendet, welche so lange andauert, bis der Umfang der Riemscheibe dieselbe Geschwindigkeit, wie der von der Betriebswelle kommende Riemen angenommen hat. Von diesem Augenblicke an hört natürlich jede weitere Beschleunigung auf, der Riemen überträgt nicht mehr die ganze Kraft, welche er zu übertragen vermag, sondern nur so viel, wie zur Ueberwindung des kleiner gewordenen

Widerstandes gerade nöthig ist, und die Geschwindigkeit der Maschine bleibt unverändert bis zum Wiedereintritte des gedachten Augenblickes, in welchem der wieder angewachsene Widerstand von dem Riemen allein nicht mehr überwunden werden kann. Die Geschwindigkeit der Maschine ist daher im regelmäßigen Gange zwischen zwei Grenzwerthen veränderlich, welche für den Abstand gleich 1 m von der Axe mit ω_1 und ω_2 bezeichnet werden mögen. Ist noch M die auf den Abstand gleich 1 m reducirte Masse der Schwungradwelle nebst Zubehör, so berechnet sich die bei jedesmaligem Spiele der Maschine von dem Schwungrade ausgegebene und wieder aufgenommene lebendige Kraft zu $M\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = L$. Es ist an sich klar, daß die Veränderlichkeit der Geschwindigkeit ω um so geringer ausfällt, je größer die Masse M gemacht wird.

Wollte man das Schwungrad weglassen, so würde der Betrieb nur zu ermöglichen sein, wenn man dem Riemen solche Breite und Spannung geben wollte, vermöge deren er im Stande wäre, den Widerstand des Brechbackens auch in seinem größten Betrage zu überwinden, und zwar würde er einen demgemäßen großen Zug dann bloß während der immer nur kurzen Dauer dieses größten Widerstandes ausüben, welche dem Verschieben der Materialtheile auf einander zugehört. Während der weitaus größten Dauer eines Spieles dagegen hätte der Riemen nur mit erheblich geringerer Kraft zu arbeiten, und für den ganzen Rückgang hätte er nur die schädlichen Widerstände in der Maschine zu überwinden. Man würde daher bei einer solchen Anordnung, abgesehen von der großen Ungleichförmigkeit des Ganges, eines Riemens von übermäßig großer Breite und Spannung bedürfen, welche Anordnung in mehr als einer Hinsicht mangelhaft wäre. Bei der Anwendung eines hinreichend schweren Schwungrades dagegen kommt man mit einem Riemenbetriebe aus, welcher nur so bemessen sein muß, daß er für jede Umdrehung der Kurbel gerade nur diejenige Arbeit zu übertragen vermag, welche zu einem Spiele des Zangenbackens erforderlich ist.

Ein geringes Gleiten des Betriebsriemens wird zwar auch bei der Anwendung des Schwungrades nicht zu vermeiden sein, denn das letztere kann nach dem Vorstehenden seine Wirkung nur vermöge der betrachteten Schwankungen der Geschwindigkeit zwischen ω_1 und ω_2 äußern. Wenn daher die größere Geschwindigkeit ω_1 diejenige ist, bei welcher die Riemscheibe im Umfange mit der Geschwindigkeit des von der Transmissionswelle kommenden Riemens rotirt, so muß selbstredend bei der kleineren Geschwindigkeit ein geringes Gleiten des Riemens sich bemerklich machen, eine Eigenthümlichkeit, welche für alle derartigen Arbeitsmaschinen gilt, die wegen veränderlichen Widerstandes mit einem Schwungrade versehen werden.

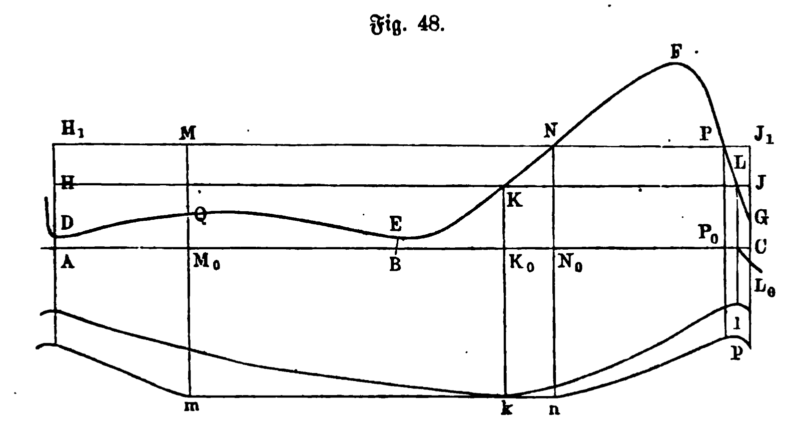
Aus den vorstehenden Betrachtungen ergiebt sich nun eine wichtige Folgerung für die Construction der Maschine, namentlich für die Entscheidung der Frage, inwiefern der Kniehebel oder ein ähnliches Getriebe, welches eine bedeutende Kraftübersetzung ermöglicht, für den Steinbrecher nöthig ist. Man erkennt leicht, daß ein solches Getriebe für die beabsichtigte Wirkung keineswegs erforderlich ist und ganz entbehrt werden kann, wenn das Schwungrad nur die genügende Größe hat, weil in diesem Falle die Ueberwindung des Widerstandes unter allen Umständen erfolgen muß. Ist nur einerseits der Riemen vermöge seiner Breite und Spannung befähigt, während jeder Umdrehung eine Arbeit auf die Welle zu überführen, die gleich der zu einem Spiele des Backens erforderlichen ist, und ist andererseits das Schwungrad groß genug, um die Veränderung der Geschwindigkeit auf das als zulässig zu erachtende Maß herabzuziehen, so wird die Bewegung in der gewünschten Weise vor sich gehen, auch wenn man das Kniegelenk ganz wegläßt und die Kurbelstange direct an dem Brechbacken wirken läßt, da die Zwischenschaltung des Kniehebels oder eines wie auch immer gearteten Getriebes an dem Verhältniß der übertragenen und verbrauchten Arbeiten nichts zu ändern vermag. Demgemäß hat man denn auch bei vielen neueren Steinbrechern die gedachte Anordnung des directen Angriffs der Kurbel mit Vortheil zur Anwendung gebracht, wobei eine wesentliche Vereinfachung der Construction erzielt worden ist, die bei dem schnellen Gange dieser Art von Maschinen erheblich ins Gewicht fällt. Da hierbei wegen der in Wegfall kommenden Wegverringerung des Kniegelenkes der Kurbelarm von geringerer Länge sein darf, als bei der Anwendung des Kniegelenkes, so hat man die Kurbel bei diesen Maschinen einfach durch einen excentrischen Zapfen ersetzen können, welcher in sicherer Construction zwischen den Lagern der Welle seinen Platz finden kann. Daß bei dieser Bauart die Nothwendigkeit entfällt, für die Zurückführung des Brechhebels eine besondere Vorkehrung anzuwenden, wurde bereits oben erwähnt.

§. 20. Um sich von der Wirkung des Schwungrades bei den vorliegenden und allen derartigen Arbeitsmaschinen eine Anschauung zu verschaffen, kann man sich der Fig. 48 bedienen.

Hierin stellt die wagerechte Strecke AC den zu einer geraden Linie gestreckten Umfang der Riemscheibe vor, und es möge die eine Hälfte AB dem Zurückziehen und die andere Hälfte BC dem Vorwärtsgehen des Backenhebels entsprechen. Denkt man sich die sämmtlichen schädlichen und Nutzwiderstände der ganzen Maschine für jede Stellung auf den Umfang der Riemscheibe reducirt, und die dadurch erhaltenen reducirten Widerstände in den zugehörigen Punkten des Weges AC als Ordinaten aufgetragen, so erhält man eine krumme Linie ungefähr von der Gestalt, wie die mit $DEFG$

bezeichnete sie zeigt. Der dem leeren Rückgange entsprechende Theil DE fällt hierbei, auch wenn man die Widerstände während dieses Rückganges als nahezu constant ansehen wollte, doch nicht mit der Axe AC parallel aus wegen des vorhandenen Kurbelgetriebes, worüber auf das in Th. III, 1 Gesagte verwiesen werden kann. Während des Vorgehens wird der Widerstand fortwährend steigen und wie die Linie $EKFG$ zeigt, den größten Axenabstand kurz vor Beendigung des Vorganges erreichen. Es ist deutlich, daß die Fläche $ADEFGCA$ die zu einem vollen Spiele der Maschine nöthige mechanische Arbeit vorstellt, welche Arbeit während einer Umdrehung auf die Welle durch den Riemen zu übertragen ist. Man nehme nun zunächst an, dem Riemen seien solche Verhältnisse, insbesondere also eine solche Breite und Spannung gegeben, daß er eine durch AH dargestellte Kraft

Fig. 48.



auf den Scheibenumfang zu übertragen befähigt ist, so daß das Rechteck $AHJC$, also das Product aus dieser Kraft in den ganzen Scheibenumfang, gerade gleich der für ein Spiel aufzuwendenden Arbeit sein soll. Es ist dann deutlich, daß von der dem Schnittpunkte K entsprechenden Stellung der Maschine an dieser Zug des Riemens nicht mehr zur Bewältigung des Widerstandes ausreicht und von da ab das Schwungrad unterstützend einwirken wird, und zwar wird von demselben in jedem Augenblicke gerade der jeweilige Betrag an Kraft hergegeben werden, um welchen der Widerstand den Riemenzug überwiegt. Die durch die lebendige Kraft des Schwungrades hergegebene Arbeit ist daher durch die Fläche KFL vorgestellt, und ein ebenso großer Betrag an Arbeit muß dem Schwungrade seitens des Riemens auf demjenigen Wege wieder ertheilt werden, welcher bis zur demnächstigen Wirkung des Schwungrades in K durchlaufen wird. Diese Arbeit wird in der Figur durch die beiden Flächen $LJG + DHKED$ dar-

gestellt. Unter der gemachten Voraussetzung, daß der Riemen gerade die erforderliche Kraft, aber keine größere übertragen könne, muß dann hinsichtlich der einzelnen Flächen in der Figur die Beziehung gelten:

$$KFL = LJG + DHKED.$$

Um auch über die Art der Geschwindigkeitsveränderung ein Urtheil zu gewinnen, ist in der Figur unter der Axe AC an jedem Punkte die zugehörige Geschwindigkeit eingetragen gedacht. Nach dem Vorangegangenen muß die größte Geschwindigkeit $\omega_1 = K_0 k$ an der Stelle K sich einstellen, wo die beschleunigende Wirkung durch den Riemen aufhört und das Schwungrad seine unterstützende Kraft einzusetzen hat. Die geringste Geschwindigkeit andererseits entspricht dem Punkte L, in welchem der Widerstand gerade wieder auf die Größe des Riemenzuges herabgegangen ist, so daß der Riemen von diesem Punkte an in jedem Augenblicke mit dem Ueberschuß seiner Zugkraft über den jeweiligen Widerstand die Beschleunigung des Schwungrades bewirken kann.

Die hier vorausgesetzte Bedingung hinsichtlich der von dem Riemen möglicherweise zu übertragenden Zugkraft wird in der Wirklichkeit im Allgemeinen nicht erfüllt; meistens hat der Riemen die Fähigkeit, eine größere Kraft zu übertragen, was schon daraus folgt, daß man den Betrieb doch immer für den größten vorkommenden Widerstand einrichten wird, dieser größte Widerstand aber nur selten und vorübergehend auftritt. Es ist daher von Interesse, zu untersuchen, in welcher Weise dieser Umstand bei dem Betriebe der Maschine sich geltend macht. Nimmt man demgemäß an, der Riemen habe solche Verhältnisse, daß er im Stande sei, eine Kraft auf den Umfang der Scheibe zu übertragen, die größer als die eigentlich nur erforderliche und in der Figur durch AH_1 ausgedrückt ist. Die Geschwindigkeit des Riemens soll aber ebenso groß vorausgesetzt werden wie zuvor. Zunächst ist ersichtlich, daß der Punkt N nunmehr derjenige ist, welcher den Beginn der unterstützenden Wirkung des Schwungrades kennzeichnet, denn so lange der Widerstand nicht größer ist, als der möglicherweise von den Riemen auszuübende Druck, wird man annehmen müssen, daß der Riemenzug auch in jedem Augenblicke in dem erforderlichen Betrage zur Wirkung kommt. In gleicher Weise geht aus der Figur hervor, daß die Verzögerung des Schwungrades in dem Punkte P ihr Ende erreicht, und daß die von dem Schwungrade abgegebene Arbeit durch die Fläche NFP gemessen wird, also kleiner ausfällt als vorher. Nimmt man an, daß in beiden Fällen dieselbe Schwungmasse vorhanden sei, so fällt natürlich auch jetzt die Veränderung der Geschwindigkeit kleiner aus als zuvor, es sinkt die Geschwindigkeit jetzt von dem Betrage $\omega_1 = N_0 n$ etwa nur auf denjenigen $\omega_2 = P_0 p$. Umgekehrt könnte man zur Erzielung desselben Ungleichförmigkeitsgrades mit einer entsprechend

kleineren Schwungmasse sich begnügen, sobald man den Riemen stärker macht. Eine solche Anordnung ist aber nicht zu empfehlen, da die aus einem übermäßig großen Riemenzuge hervorgehenden Uebelstände in jedem Falle erheblicher sind, als die durch ein leichteres Schwungrad erkauften Vortheile.

Selbstredend wird in dem jetzt betrachteten Falle auch die von dem Riemen an das Schwungrad wieder zu überführende Arbeit geringer ausfallen, was man sich in folgender Art erklären kann. Von der durch den Punkt P gegebenen Stellung an, welche der kleinsten Geschwindigkeit der Maschine entspricht, wird der Riemen mit dem Ueberschusse seines Zuges über den Widerstand so lange eine Beschleunigung hervorrufen, als die Geschwindigkeit noch kleiner ist als ω_1; mit Erreichung dieses Werthes hört jede weitere Beschleunigung auf, und der Riemen übt nunmehr nur einen Zug gleich der Größe des in jedem Augenblicke gerade zu überwindenden Widerstandes aus. Die größte Geschwindigkeit $\omega_1 = M_0 m$ ist in einer Stellung M_0 erreicht, welche dadurch bestimmt wird, daß

$$NFP = PJ_1 G + DH_1 MQD$$

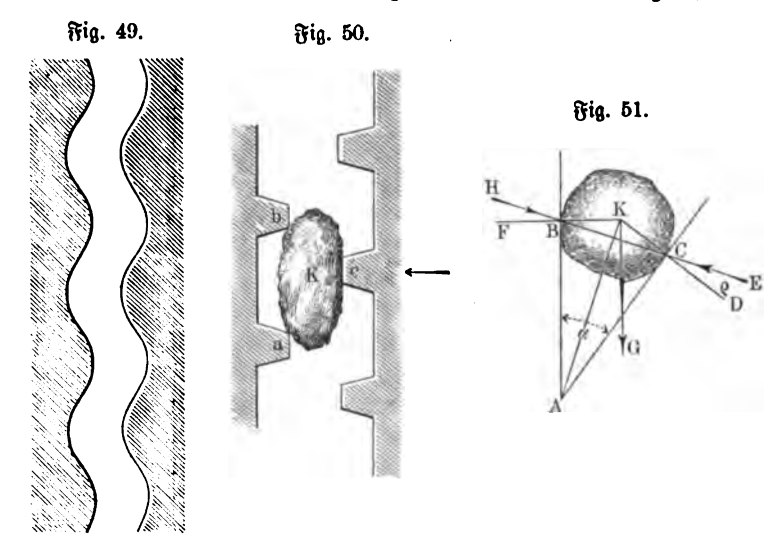
ist. Zwischen den Punkten M_0 und N_0 ist die Größe des Riemenzuges durch die zugehörigen Ordinaten der Fläche $M_0 QENN_0$ festgesetzt. Wegen der Elasticität des Riemens, auf welche hier nicht besonders Rücksicht genommen wurde, findet natürlich in Wirklichkeit nicht ein plötzlicher, sondern allmäliger Uebergang des Riemenzuges von $M_0 M$ auf $M_0 Q$ statt. Es ergiebt sich aus dieser Betrachtung, daß die größte Geschwindigkeit ω_1 der Maschine während einer langen Dauer, nämlich auf dem Wege $M_0 N_0$ auftritt, und man ersieht, daß diese größte Geschwindigkeit fortdauernd vorhanden sein würde, wenn der Riemen solche Verhältnisse erhalten hätte, vermöge deren er einen Zug gleich dem größten auftretenden Widerstande auszuüben vermöchte.

Wenn die Bewegung des Steinbrechers direct durch eine damit verbundene Dampfmaschine erfolgt, so hat man bei der Verzeichnung des betreffenden Diagramms für die Beschleunigung des Schwungrades die in Th. III, 1 angegebenen Bemerkungen zu beachten.

§. 21. Von besonderer Wichtigkeit für die Wirkungsweise der Steinbrecher ist die Form und Lage der Backen. Da dieselben einer starken Abnutzung unterworfen sind, so trifft man die Anordnung immer so, daß besondere, leicht auszuwechselnde Platten von Hartguß eingelegt werden, deren Dauer trotz ihrer Härte bei Zerkleinerung harter Materialien meist nur eine kurze ist. Diese Platten sind niemals eben gestaltet, sondern entweder mit wellenförmig gerippten Oberflächen nach Fig. 49 (a. f. S.), oder mit hervorstehen-

den Erhöhungen nach Fig. 50 versehen, welche durch eingesetzte Stahlzähne gebildet werden können. Diese vorstehenden Rippen oder Zähne, welche mit Rücksicht auf die Durchführung des Materials nicht quer, sondern meistens abwärts gerichtet sind, bewirken eine Zerkleinerung, welche mehr in einem Zerbrechen als in einem Zermalmen des Materials besteht. Da nämlich die Hervorragungen des einen Brechbackens gegen diejenigen des anderen derartig versetzt sind, daß immer einer Vertiefung des einen Backens eine Erhöhung des anderen gegenübersteht, so wird ein zwischen diese Zähne gelangender Körper K, Fig. 50, durch den Angriff in einzelnen Punkten in ähnlicher Art beansprucht, wie ein auf den Stützen a und b aufliegender und in c belasteter Balken. In Folge hiervon wird das erlangte Product

Fig. 49. Fig. 50. Fig. 51.



weniger aus feinem Mehle als vielmehr aus größeren Bruchstücken bestehen, und in vielen Fällen ist gerade die Erzeugung eines solchen Productes unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung von Wichtigkeit. Aber auch, wenn eine vollständige und möglichst weit gehende Zerkleinerung in der Absicht liegt, wird doch in der Regel der Steinbrecher nur zum Vorbrechen benutzt, und man betraut andere Maschinen mit dem vollständigen Kleinmahlen der von dem Steinbrecher erhaltenen Stücke, indem der letztere seiner ganzen Anordnung und Wirkungsweise nach zu einer weitgehenden Verfeinerung des Materials wenig geeignet ist. In solchem Falle verwendet man Brechbacken mit den wellenförmig geriffelten Flächen nach Fig. 49, deren Wirksamkeit augenscheinlich eine mehr zerdrückende als zerbrechende ist, und zwar erzeugen derartig geformte Backen um so mehr Mehl, je flacher

die Wellen des Querschnittes sind, je mehr sich also die Form der Maulflächen der ebenen anschließt.

Auch die Stellung der beiden Backen gegen einander ist für die Wirkungsweise der Steinbrecher von besonderer Bedeutung. Vermöge der schwingenden Bewegung der einen Backe ist der Neigungswinkel der Maulflächen von veränderlicher Größe und erreicht seinen höchsten Werth im vollständig geschlossenen Zustande des Maules. Wenn BAC, Fig. 51, diesen Winkel vorstellt, und K ein zwischen die Backen geführter Körper ist, so wird derselbe zweien in den Berührungspunkten B und C von den Backen gegen ihn geäußerten Kräften unterworfen sein, welche gegen die Normalrichtungen bis um den Betrag des Reibungswinkels abweichen können, der einem Gleiten des Materialstückes auf den Backen zugehört. Damit nun bei dem Schließen des Maules der Körper nicht nach oben herausgeworfen werde, was bei dem schnellen Gange der Maschine für die Bedienungsmannschaft gefährlich werden könnte, so müssen jene beiden gedachten Backenpressungen eine Mittelkraft haben, deren verticale Componente kleiner ist als das Eigengewicht des betrachteten Stückes, oder, wenn man dieses Gewicht als klein vernachlässigt, deren Mittelkraft gleich Null ist. Dies ist der Fall, wenn die Backenpressungen in die Verbindungslinie BC der Berührungspunkte hineingerichtet sind, und man erkennt hieraus die Bedingung, unter welcher das Zurückschleudern des Stoffes vermieden wird. Da der Winkel DCE oder FBH nicht größer als der Reibungswinkel ϱ werden kann, und jeder dieser beiden Winkel gleich dem halben Oeffnungswinkel $KAB = KAC$ des Maules ist, so folgt daraus, daß der größte Neigungswinkel der Zangenbacken den doppelten Betrag des Reibungswinkels nicht übersteigen darf, d. h. man hat die Bedingung $\alpha < 2\varrho$, wenn ϱ den Reibungswinkel für das betreffende Material bedeutet, der durch $tang\,\varrho = f$ gegeben ist. Gewöhnlich ist der Winkel α zwischen 20^0 und 25^0 gelegen, so daß hierfür ein Reibungscoefficient $f = tang\, 10^0 = 0{,}18$ bezw. $f = tang\, 12^0\, 30' = 0{,}22$ wenigstens erforderlich ist, wenn kein Zurückwerfen des Materials erfolgen soll.

Von wesentlichem Einflusse auf die Art der Zerkleinerung ist die Richtung der Bewegung, welche dem das Zerdrücken bewirkenden Punkte des beweglichen Backens ertheilt wird. Offenbar bewegt sich jeder Punkt der Backe in einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt in dem Aufhängepunkte des Backenhebels gelegen ist. Wenn dieser Aufhängepunkt, wie in Fig. 52 (a. f. S.), in der Richtung der Backenfläche liegt, so bewegen sich daher sämmtliche Punkte der letzteren in zu dieser senkrechten Richtungen und die Zerkleinerung wird wesentlich durch ein Zerdrücken oder Zerbrechen erfolgen. Wenn dagegen die Richtung der Backenfläche nicht durch die Schwingungsaxe hindurchgeht, wie in Fig. 53 u. 54 (a. f. S.), so ist die

Richtung der Bewegung irgend eines Punktes B der Backe gegen die letztere schräg gerichtet, und zwar in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten. In Folge hiervon ist die Wirkung eine zusammengesetzte, indem durch die zu CB senkrechte Bewegung ein Zerdrücken angestrebt wird, während die in die Ebene von CB gerichtete Componente eine wälzende Bewegung des angegriffenen Stückes veranlaßt, in Folge wovon ein Zerkleinern durch Abreiben von Materialtheilchen stattfinden wird. Es ist klar, daß die eine oder die andere Art der Wirkung vorwiegen wird, je nachdem die eine oder die andere Componente die größere ist. Von dem Verhältniß der beiden gedachten Componenten der Bewegung gewinnt man immer am einfachsten eine Vorstellung, wenn man die Drehung des Brechhebels um seine Schwingungsaxe A ersetzt denkt durch eine ebenso große Drehung um eine andere Axe, die in der Projection C der Schwingungsaxe auf die Backenfläche CB angenommen wird. Dies ist bekanntlich immer angängig

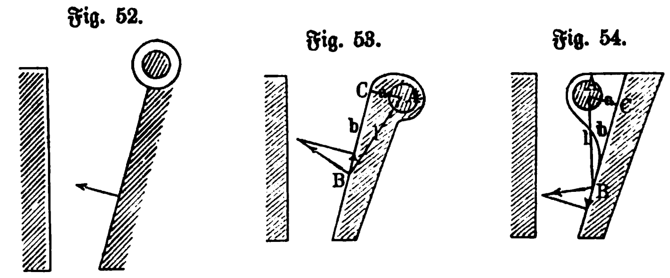


Fig. 52. Fig. 53. Fig. 54.

(s. Th. III, 1), sobald man nur der Drehung um den Winkel α noch eine geradlinige Verschiebung von der Größe $a\alpha$ hinzufügt, welche senkrecht zu der Verbindungslinie $AC = a$ der beiden Drehaxen gerichtet ist. Bezeichnet l die Entfernung irgend eines Punktes B der Backe von der Schwingungsaxe A und ist b die Entfernung desselben Punktes von der gedachten Projection C der Schwingungsaxe, während die letztere den Abstand $a = AC$ von der Backenebene hat, so bestimmt sich für eine Drehung um den kleinen Winkel α die Bewegung des Punktes B zu $l\alpha$, und zwar wirkt eine Bewegung $b\alpha$ auf Zerdrücken des Materials, während die reibend wirkende Bewegung die Größe $a\alpha$ hat. Die letztere auf Abreiben wirkende Bewegung nimmt daher direct mit dem Abstande $a = AC$ der Schwingungsaxe von der Backenfläche zu, so daß man diesen Abstand entsprechend groß annimmt, wenn man eine Wirkung durch Abreiben in erhöhtem Maße erzielen will, wie dies aus der Betrachtung einiger Beispiele im Folgenden noch deutlicher werden wird.

Wie schon bemerkt worden, ist die schiebende Bewegung in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten gerichtet. Es wird daher in dem ersteren

Falle das Bestreben vorhanden sein, die Materialien nach oben hin, also der Einführung entgegen zu wälzen, während in dem Falle der Fig. 54 die wälzende Bewegung nach unten gerichtet ist, so daß der Durchgang des Materials dadurch befördert wird. In dieser Beziehung muß die Bewegungsart nach Fig. 54 derjenigen nach Fig. 53 vorgezogen werden, doch hat die Anordnung nach Fig. 53 den Vorzug, die Einführung des Materials von oben zu erleichtern, da das Maul hierbei nicht wie in Fig. 54 durch die Schwingungsaxe verengt wird. Man kann aber die beiden Vortheile einer bequemen Zuführung und schnellen Hindurchfuhr des Materials durch die in Fig. 55 versinnlichte Bauart mit Anbringung der Schwingungsaxe unterhalb in zweckmäßiger Weise erreichen.

Fig. 55.

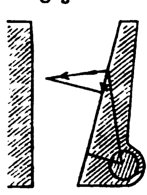
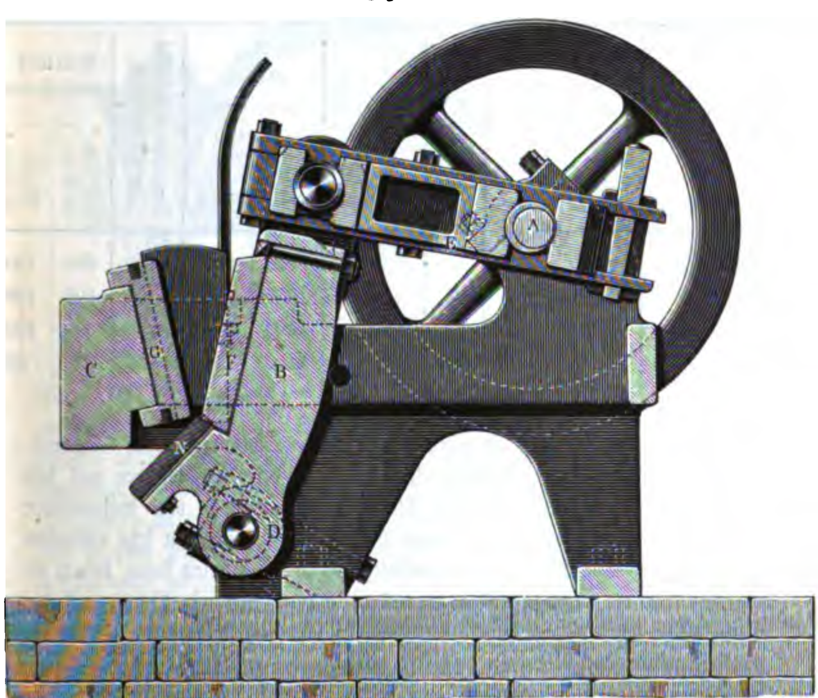




Fig. 56.



In dieser Art ist der Steinbrecher von Mehler gebaut, welcher durch Fig. 56 verdeutlicht wird. Wie schon oben bemerkt wurde, ist hierbei das Kniegelenk ganz weggelassen, und der um den unten angebrachten Zapfen *D*

schwingende Brechbacken erhält seine Bewegung direct von der durch eine Kröpfung der Schwungradwelle bewegten Schubstange *E*. Die unter der Hartgußplatte *F* angebrachte Gleitfläche *N* dient zur besseren Abführung des gebrochenen Materials. Die Bewegung geschieht durch einen Riemen in gewöhnlicher Weise. Aus der Figur sind die beiden Abmessungen $a = 160$ mm und $b = 480$ mm für die Mitte der Brechplatte zu entnehmen; man ersieht daraus, daß die abreibende Bewegung zu der zerdrückenden sich bei der abgebildeten Maschine etwa wie 1 : 3 verhält. Durch Veränderung des Abstandes *a* des Schwingzapfens von der Backenfläche hat man es dem Vorhergegangenen zufolge in der Hand, die Wirkungsweise je nach der Beschaffenheit des zu brechenden Materials zu verändern. Ueber die Verhältnisse dieser Art von Steinbrechern macht die ausführende Fabrik von C. Mehler in Aachen die in der folgenden Tabelle enthaltenen Angaben:

Nummer	Brechmaul		Ungefähre Leistung pr. Stunde in Kilogr. bei		Umlaufszahl pr. Minute	Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf in Meter		Ungefähres Gewicht in Kilogramm	Antriebsriemscheiben	
	Länge	Breite	50 mm Spaltweite	25 mm Spaltweite			Länge	Breite		Durchm. in mm	Breite in mm
1	600	330	12 000	6000	200	12 bis 14	2200	1400	8000	600	150
2	440	220	8 000	4000	200	8 „ 10	1800	1200	4000	400	120
3	320	160	5 000	2500	200	4 „ 6	1400	1000	2200	300	100
4[1])	160	80	1 200	600	200	1 „ 2	1100	800	600	250	80

§. 22. Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, daß die Steinbrecher im Allgemeinen eine Zerkleinerung nicht lediglich durch Druck bewirken, sondern daß fast immer die reibende Wirkung der Theile gegen einander von wesentlicher Bedeutung ist. Es wurde auch angeführt, daß man durch ein sehr einfaches Mittel die reibende Wirkung in gewünschtem Maße erzielen kann, indem es sich nur um die richtige Stellung des Schwingzapfens in Bezug auf die Backenfläche handelt. Obwohl die Besprechung der Maschinen, welche die Zerkleinerung durch Abreiben bewirken, eingehender erst später bei der Mehlbereitung vorgenommen werden wird, so mögen doch hier des einfachen Anschlusses wegen diejenigen Maschinen eine Stelle finden, welche hinsichtlich ihrer Bauart im Wesentlichen mit den vorgedachten Steinbrechern überein-

[1]) Nr. 4 wird auch mit zwei Kurbeln zum Handbetrieb eingerichtet.

stimmen, bei denen aber auf die Erzielung der gedachten abreibenden Wirkung ein besonderes Gewicht gelegt ist.

Hier ist an erster Stelle der von der Maschinenfabrik Humboldt[1]) in Kalk ausgeführte Steinbrecher zu besprechen, welcher durch Fig. 57 der Hauptsache nach dargestellt ist. Hieraus geht zunächst hervor, daß die Maschine insofern als doppeltwirkend bezeichnet werden kann, als zwei bewegliche, mit einander fest verbundene Backen B_1 und B_2 den um die Axe D schwingenden Brechhebel bilden, welcher in ähnlicher Art wie in Fig. 56 durch die Lenkerstange E der Kurbelwelle A direct bewegt wird. Der feste Backen C ist symmetrisch zu beiden Seiten gebildet, so daß jederseits ein Brechmaul entsteht, von welchen immer abwechselnd das eine sich öffnet, wenn das andere sich schließt. Eigenthümlich ist hierbei die Form der Brechbacken im unteren Theile, und es ergiebt sich nach dem Vorhergegangenen aus dieser

Fig. 57.

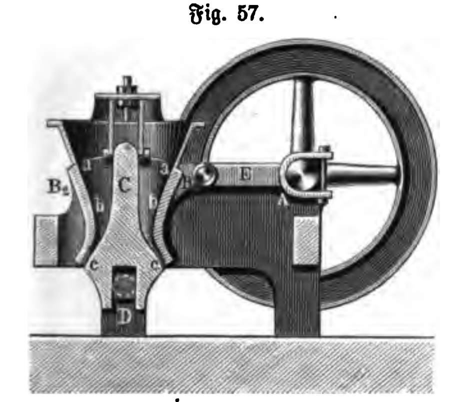
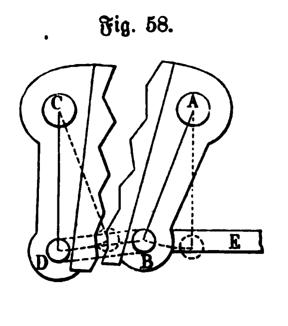


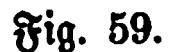
Fig. 58.

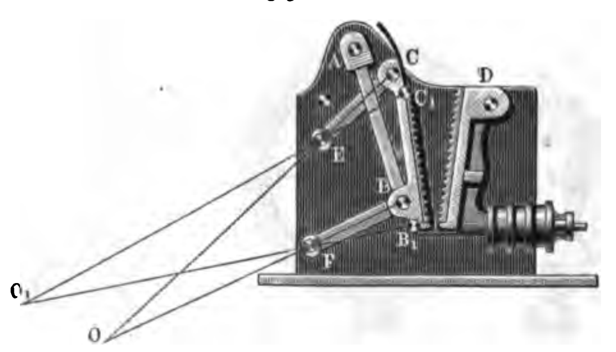


Form die Wirkungsweise der Maschine. Zunächst ist ersichtlich, daß die oberen geradlinig begrenzten Backenflächen ab eine rein drückende Wirkung äußern müssen, weil dieselben hinreichend verlängert, die Schwingungsaxe D schneiden. In dem unteren gekrümmten Theile dagegen entfernen sich die Tangenten an die Backenfläche mehr und mehr von der Schwingungsaxe und in dem Punkte c ist die Richtung senkrecht zu der Verbindungslinie Dc. Daher wird die abreibende Wirkung nach unten hin stetig zunehmen und in c die Druckwirkung ganz aufhören. Die Figur zeigt auch, daß die Verschiebung der beweglichen Backe bei dem Schließen nach oben gerichtet ist, wodurch der Durchgang des Materials verlangsamt und eine längere Einwirkung auf dasselbe erzielt wird. Daß bei dieser Anordnung, sowie überall, wo eine besonders große reibende Wirkung erzeugt wird, die Abnutzung der Backen groß ausfällt, ist natürlich.

[1]) D. R.-P. Nr. 1906.

Während bei der vorstehenden Maschine die mehr erwähnte mahlende Wirkung in der einfachsten Weise durch die Form der Backen erreicht wird, giebt es noch eine größere Anzahl anderer Anordnungen, welche die beabsichtigte Verschiebung der Backen auf einander durch eigenthümliche Bewegungsvorrichtungen zu erzielen suchen. So hängt z. B. Alden[1]) die beiden Backen nach Fig. 58 (a. v. S.) an die oberen Schwingzapfen und bewegt die unteren Enden, welche durch einen Lenker *DB* mit einander verbunden sind, gemeinschaftlich durch die Schubstange *E* der Kurbel. Man hat es hier also mit einem Kurbelviereck *ABDC* zu thun, dessen beide Glieder *AB* und *CD* sich in der mittleren Lage am weitesten von einander entfernt haben und sich bei dem Ausschlage nach der einen wie der anderen Richtung einander nähern, so daß bei jeder Kurbeldrehung eine zweimalige Wirkung


Fig. 59.



erreicht wird. Die Riffeln der Backen sind hier quer gestellt, und nehmen nach unten hin an Feinheit zu.

Die Einrichtung und Wirkungsweise der in Fig. 59 angedeuteten Maschine von Wolf[2]) ist leicht verständlich. Hier wird dem beweglichen Backen *CB* durch die beiden, um *E* und *F* drehbaren Lenker *EC* und *FB* eine ganz bestimmte Bewegung vorgeschrieben, sobald die Kurbelstange *AB* den Lenker *FB* in Schwingung versetzt. Die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einem beliebigen Augenblicke ist hier als eine sehr kleine Drehung um das Momentancentrum *O* aufzufassen, welches sich in dem Durchschnittspunkte der zugehörigen beiden Lenkerstellungen findet. Die feste Backe *D* lehnt sich bei dieser Maschine gegen einen nachgiebigen Buffer, um bei übermäßig großem Widerstande durch ein Ausweichen des Backens einen Bruch zu verhüten.

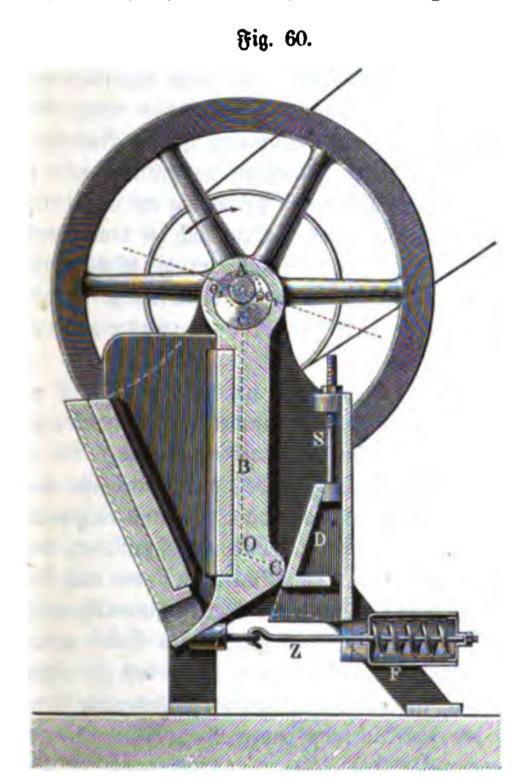
---

[1]) Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Sal.-Wesen, 1878, S. 132 aus Engineering u. Mining-Journal, 1877, V. XXIV, p. 419. [2]) D. R.-P. Nr. 7483.

Ganz in derselben Weise wirkt die Maschine von Marsden[1]), nur wird hierbei die Bewegung von der Kurbel aus auf den rückwärts verlängerten oberen Lenker übertragen.

Eigenthümlich ist die Aufhängung des Backenhebels an dem zur Bewegung dienenden Excenter e, Fig. 60, wie sie von Gruson[2]) gewählt wird. Hierbei führt sich der untere cylindrisch geformte Schwanz C des Hebels auf einer geneigten Gleitbahn D, welche durch die Schraubenvorrichtung S entsprechend verstellt werden kann. Die Feder F sorgt mittelst der Zugstange Z für ein stetes Anliegen des Ansatzes C an D. Es ist aus der Figur ersichtlich, wie durch eine Drehung des Excenters die Backe niedergeführt wird, wobei die schräge Bahn D eine Seitwärtsbewegung veranlaßt, wie sie zum Zerdrücken des Materials erforderlich ist. Auch hier muß man die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einer beliebigen Stellung als eine kleine Drehung um den augenblicklichen Drehpunkt auffassen, welchen man in dem Durchschnitt O der Kurbelrichtung mit der Geraden erhält, die im Berührungspunkte von C und D auf der Gleitbahn senkrecht steht. Man ersieht hieraus, daß die Bewegung des Backens in den beiden Kurbelstellungen e_1 und e_2, welche durch die Endpunkte des zur Gleitbahn D senkrechten Kurbeldurchmessers gegeben sind, lediglich in einer Verschiebung in der Richtung der Gleitbahn D besteht, und daß die Verschiebung des Backens bei dem Schließen des Maules zuerst abwärts

Fig. 60.



---

[1]) Engineer., 1885, p. 484. [2]) D. R.-P. Nr. 32343.

dann aufwärts gerichtet ist, wenn die Excenterwelle in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung umgedreht wird. Die sonst noch in Anwendung gekommenen Einrichtungen von Steinbrechern werden nach den vorstehenden Bemerkungen einer besonderen Besprechung nicht bedürfen.

§. 23. **Walzen.** Von den Maschinen, welche die Zerkleinerung der Stoffe durch deren Zerdrücken bewirken, findet das Walzwerk die ausgedehnteste Anwendung. Dasselbe eignet sich zur Verarbeitung der verschiedensten Stoffe, man findet es in Hüttenwerken zur Zerkleinerung der Erze, in Ziegeleien und Formereien zum Quetschen des Thones, in Brennereien zum Quetschen der Kartoffeln und des Malzes in Anwendung, in Oelmühlen werden die Samen zwischen Walzen bearbeitet, auch in der Mehlfabrikation haben die Walzen in der neueren Zeit sich mehr und mehr eingeführt und die bisher üblichen Steine theilweise verdrängt. Die Ursachen dieser vielfachen Verwendung sind außer in der verhältnißmäßig großen Einfachheit des Betriebes und der Einrichtung dieser Maschinen namentlich darin zu finden, daß kaum durch eine andere Maschine die Ausübung einer so kräftigen Druckwirkung erzielt werden kann. Daß auch zu dem Zwecke der Formgebung, z. B. zur Herstellung der Eisenschienen die Walzen verwendet werden, soll hier vor der Hand nicht weiter berücksichtigt werden, vielmehr soll hier das Walzwerk nur als Zerkleinerungsmaschine ins Auge gefaßt werden.

Ein solches Walzwerk besteht im Allgemeinen aus zwei aus Eisen gegossenen, glatt abgedrehten Cylindern, welche parallel neben einander gelagert sind und in entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Die zu zerkleinernden Körper fallen aus einem oberhalb befindlichen Behälter oder Rumpfe zwischen die Walzen, durch deren Umdrehung sie dann eingezogen werden, wobei ein so starkes Zusammenpressen der Körper stattfindet, daß dieselben entweder zertrümmert werden, wie die Mineralien, oder nach Art eines Kuchens durch den Zwischenraum zwischen den Walzen hindurchgepreßt werden. Jedenfalls ist die Dicke der die Walzen verlassenden Stücke geringer, als die Entfernung der Walzen an der engsten Stelle des Zwischenraumes, und man hat es daher in der Gewalt, durch Veränderung dieses Zwischenraumes den Grad der Zerkleinerung innerhalb gewisser Grenzen zu reguliren.

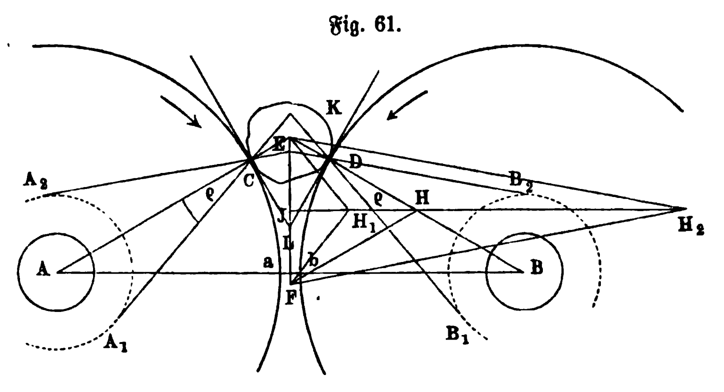
Die Walzen der gewöhnlichen Quetschwerke sind von gleicher Größe und empfangen ihre Bewegung nach entgegengesetzter Richtung mit derselben Geschwindigkeit. Unter dieser Voraussetzung ist die Wirkung im Wesentlichen ein reines Zerdrücken. Wenn man dagegen die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Walzen verschieden groß wählt, sei es durch Anwendung verschieden großer Walzendurchmesser bei gleicher Umdrehungszahl oder um-

gekehrt durch Ertheilung verschiedener Umdrehungsgeschwindigkeiten bei gleichen Durchmessern, so tritt neben der drückenden Wirkung noch eine reibende ein, von welcher man insbesondere bei der Zerkleinerung weicher Stoffe, wie der Samen und Getreide, Anwendung macht. Für gewöhnlich sind die Walzenoberflächen glatt, nur in gewissen Fällen wendet man geriffelte oder mit Cannelirungen versehene Walzen an, um die zerreibende oder mahlende Wirkung zu befördern, ausnahmsweise versieht man die Walzen auch mit hervorragenden Zähnen, um eine brechende Wirkung zu erzielen, namentlich für zerbröckelnde Stoffe von geringer Festigkeit, wie z. B. die Preßkuchen der Oelfabriken. Es ist in Betreff der Wirksamkeit ferner von Belang, ob man, wie angegeben wurde, beide Walzen durch die Betriebskraft in Umdrehung setzt, oder nur die eine Walze antreibt, und es derselben überläßt, die andere Walze vermöge der Reibung mitzunehmen. Wenn auch meistens ein Antrieb auf beide Walzen erfolgt, und dies selbstredend immer der Fall sein muß, sobald man den Walzen verschiedene Geschwindigkeiten von bestimmter Größe ertheilen will, so ist doch auch der erwähnte Fall nicht selten, daß man nur die eine Walze direct antreibt. Es soll für die folgende Untersuchung zunächst die gewöhnliche Einrichtung vorausgesetzt werden, der zufolge die Walzen glatt, d. h. ohne Riffelung und von gleichem Durchmesser sind, und daß beide mit gleicher Geschwindigkeit angetrieben werden. Um die hierfür geltenden Verhältnisse zu prüfen, kann man die folgenden Bemerkungen machen.

Man denke zwischen die wagerecht neben einander gelagerten Walzen, Fig. 61 (a. f. S.), deren Halbmesser $AC = BD = R$ und deren Abstand ab in der Axenhöhe gleich $2b$ sein möge, einen zu zerkleinernden Körper K eingebracht, von welchem der Einfachheit halber angenommen werde, daß er kugelförmig sei, so daß er die Walzen in zwei Punkten C und D berührt, welche in gleicher Höhe über der Axenebene AB liegen. Stellt man sich zunächst die Walzen ohne Bewegung als vollkommen festgehalten vor, so würde man ein Zerdrücken des Körpers dadurch hervorbringen können, daß man auf denselben eine hinreichend große Kraft lothrecht abwärts wirken ließe. Man hätte sich dann die Walzenoberflächen wie die Flanken eines Keilprismas zu denken, welche mit den Tangenten der Walzen in C und D übereinstimmen, und für die zu dem gedachten Zerdrücken erforderliche Kraft die Gesetze in Anwendung zu bringen, welche für den Keil gelten. Wollte man hierbei von der Reibung des Körpers an den Keilflächen absehen, d. h. annehmen, man hätte es mit absolut glatten Flächen zu thun; so wäre die Wirkung der Keilflanken gegen den Körper zu denselben senkrecht, d. h. also in den Richtungen der Radien AC und BD anzunehmen. Gesetzt, die auf den Körper drückende Kraft sei durch $EF = G$ dargestellt, so erhielte man aus dem Dreiecke EHF die Größe jeder Flankenpressung des Keiles zu

$EH = HF$, und das Loth HJ stellte den Druck vor, welcher in wagerechter Richtung von jeder Seite auf den Körper ausgeübt würde. Sobald dieser Horizontaldruck die Widerstandsfähigkeit des Körpers erreicht und übersteigt, findet das Zerdrücken statt. Da nun aber die Reibung von erheblichem Einflusse ist, und, wie sich ergeben wird, die Wirkung von Walzwerken gerade nur wegen der auftretenden Reibung möglich ist, so wird man dieselbe entsprechend zu berücksichtigen haben, was im vorliegenden Falle am einfachsten dadurch geschieht, daß man die Flankenpressungen des Keiles von den Normalrichtungen um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ abweichen läßt. Man hat sich nämlich immer zu denken, daß, wo zwei Körper auf einander gleiten, für diesen Zustand des Gleitens die zwischen beiden Körpern stattfindende Wirkung genau um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungs-

Fig. 61.



ebene abweichen muß, weil ein Gleiten so lange nicht möglich ist, als diese Wirkung um weniger als der Reibungswinkel beträgt, von der Normalrichtung abweicht. Macht man daher die Winkel $ACA_1 = BDB_1 = \varrho$, so erhält man in CA_1 und DB_1 die Richtungen für die Flankenpressungen, und man kann damit parallel die Seiten des Dreiecks EH_1F zeichnen, so daß nunmehr H_1J die Horizontalkraft ergiebt, welche ein Zusammenpressen des Körpers anstrebt. Diese Kraft ist natürlich beträchtlich kleiner, als diejenige HJ, welche ohne Berücksichtigung der Reibung erhalten würde. Der Reibungswinkel ϱ muß hierbei nach der unteren Seite von AC und BD angetragen werden, weil der Körper bei dem mit dem Zerdrücken stattfindenden Gleiten eine abwärts gerichtete Bewegung annimmt, welcher entgegen die Keilflanken mit den aufwärts gerichteten Kräften FH_1 und H_1E reagiren.

Stellt man sich aber nunmehr vor, die Walzen würden in den durch die Pfeile angezeigten Richtungen umgedreht, so hat man die Richtung

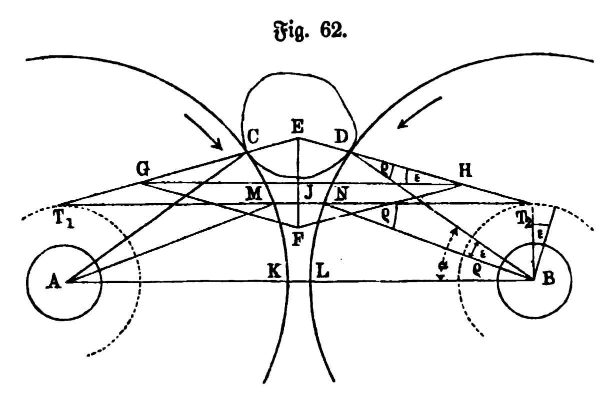
der von den Walzenumfängen ausgeübten Pressungen nach der anderen Seite von der Normalrichtung abweichend anzunehmen, denn denkt man sich, der Körper würde nicht zwischen die Walzen eingezogen, sondern er bliebe an seiner Stelle, so würde durch die Umdrehung der Walzen eine Bewegung von deren Umfängen in C und D in den Richtungen CL und DL erfolgen. Hieraus erkennt man, daß die Richtung der Walzenwirkung auf den Körper in diesem Falle durch $A_2 C$ und $B_2 C$ gegeben ist, wenn ACA_2 und BDB_2 gleich dem Reibungswinkel ϱ gemacht werden. Dieser gedachte Zustand des Gleitens wird nun nicht eintreten können, so lange die Wirkung der Walzen um weniger als den Reibungswinkel ϱ von den Radien abweicht, und man darf daher die Richtungen $A_2 C$ und $B_2 D$ als die äußersten Grenzen ansehen, innerhalb deren die Reactionen der Walzen noch gelegen sein müssen, wenn das erwähnte Gleiten nicht eintreten, d. h. wenn der Körper durch die Walzen eingezogen und in Folge davon zerdrückt werden soll. Zeichnet man daher auch parallel mit diesen Richtungen CA_2 und DB_2 die Seiten des Dreiecks EH_2F, so erhält man jetzt in der Strecke H_2J diejenige wagerechte Kraft, welche durch die auf den Körper ausgeübte Verticalkraft $G = EF$ hervorgerufen wird. Wenn diese Kraft $H_2J = P$ genügt, um die Festigkeit des Körpers zu überwinden, so wird derselbe zerdrückt werden, ist aber die Widerstandsfähigkeit des Materials größer als H_2J, so müssen die Walzenumfänge gleiten, denn eine Vergrößerung des Horizontaldruckes bei derselben Verticalkraft EF wäre nach der Figur nur erreichbar durch eine flachere Neigung der Seiten EH_2 und H_2F, welche die Walzeneinwirkungen vorstellen.

§. 24. In dem Vorstehenden ist immer angenommen worden, daß auf den Körper eine bestimmte Verticalkraft EF wirksam sein soll; thatsächlich tritt eine solche Kraft auch immer auf, wenn dieselbe in der Regel auch nur in dem geringen Eigengewichte des Körpers besteht; ohne dieses Eigengewicht würden die Walzen den Körper gar nicht ergreifen, weshalb denn auch bei den übereinander gelagerten Walzen der Eisenwerke die einzuführende Luppe oder Schiene mit einer gewissen, wenn auch kleinen Kraft vorgeschoben werden muß.

Nach der Figur ist die zur Hervorrufung eines bestimmten, die Festigkeit übersteigenden Druckes H_2J erforderliche Kraft EF um so kleiner, je mehr die Richtungen H_2E und FH_2, d. h. also die der Walzeneinwirkungen, sich der Horizontalen nähern, und da diese Richtungen wesentlich abhängig sind von der Tiefe, bis zu welcher der Körper von vornherein zwischen die Walzen eintritt, so erkennt man, daß zwischen der Größe des Walzendurchmessers und des Körpers ein ganz bestimmter Zusammenhang bestehen muß, der sich aus der Figur direct ersehen läßt.

Denkt man sich zu dem Ende in allen Punkten des Walzenumfanges die Richtung des Druckes angegeben, in welcher die Walze auf den Körper einwirken kann, so umhüllen alle diese gegen den Radius unter dem Reibungswinkel ϱ geneigten Strahlen einen zur Walze concentrischen Kreis von dem Halbmesser $R \sin \varrho$, wofür man $fR = R \tang \varrho$ setzen kann, wenn f den Reibungscoefficienten vorstellt. Dieser Kreis entspricht dem für Zapfen mit dem Namen des Reibungskreises belegten, und es möge der Kürze wegen für ihn dieselbe Bezeichnung auch hier beibehalten werden. In Fig. 62 sind die beiden Reibungskreise der Walzen punktirt eingetragen und an dieselben ist die gemeinsame Tangente $T_1 T_2$ gezeichnet. Wenn man sich nun vorstellt, der zu zerkleinernde Körper sei bis zu dieser wagerechten Tangente zwischen die Walzen eingetreten, so erkennt man, daß die geringste abwärts gerichtete Kraft, welche auf den Körper wirkt, im Stande sein muß, unendlich

Fig. 62.



lich große Seitenkräfte in den horizontalen Richtungen MT_1 und NT_2 hervorzurufen, und daß also ein Körper, welcher bis zu der gedachten Tiefe eingetreten ist, unfehlbar dem Zerdrücktwerden ausgesetzt sein muß, wie groß auch seine Festigkeit dagegen sein möge. Es wird hierbei natürlich vorausgesetzt, daß die zur Umdrehung der Walzen erforderliche Betriebskraft in hinreichender Größe vorhanden ist, die Walzen also nicht stehen bleiben, und auch, daß die Widerstandsfähigkeit der Walzen größer ist, als die des Körpers. Wenn diese letztere Bedingung nicht erfüllt ist, so wird die Umdrehung der Walzen ein Eindrücken des härteren Körpers in die weicheren Walzen zur Folge haben. Es erklären sich hieraus zur Genüge die Beulen, welche man häufig in den gußeisernen Kartoffelquetschwalzen der Brennereien entstehen sieht, sobald harte Steine zwischen die weichen Walzen gelangen, auch gründet sich hierauf die Herstellung erhaben gravirter Walzen, sogenannter Moletten, mit Hülfe ver-

tieft gravirter harter Stahlplatten, die zwischen den noch weich gelassenen glatten Moletten hindurchgewalzt werden.

Die Entfernung $MN = 2a_0$ der beiden Walzen in der gedachten Tangente an die Reibungskreise, also die Größe, welche der Körper hat, wenn er bis zu dieser Tangente in die Walzen eingetreten ist, findet sich nach der Figur leicht durch die Beziehung $a_0 - b = R - R\cos\varrho = R(1 - \cos\varrho)$, wenn $2b$ die Entfernung KL der Walzen in der Axenebene und R den Walzenhalbmesser bedeutet. Für den letzteren ergiebt sich hieraus die Gleichung:

$$R = \frac{a_0 - b}{1 - \cos\varrho}.$$

Der durch diesen Ausdruck bestimmte Werth wird häufig in den Theorien über Walzwerke [1]) als derjenige Halbmesser bezeichnet, welcher den Walzen mindestens zu geben ist, wenn Körper von der Größe $2a_0$ von den Walzen überhaupt eingezogen werden sollen. Der vorstehenden Darstellung zufolge ist hierbei vorausgesetzt, daß man erstens das Eigengewicht des Körpers außer Acht läßt, und daß man zweitens auch auf diejenige Zusammenpressung keine Rücksicht nimmt, die der Körper in dem Augenblick schon erlitten hat, in welchem die Pressung auf ihn bereits bis zu dem Betrage gestiegen ist, durch dessen Ueberschreitung die Zertrümmerung erfolgt. Diese beiden Vernachlässigungen mögen zulässig sein für sehr harte und feste, wenig zusammendrückbare Stoffe, wie die Erze, dagegen ist bei weicheren Körpern, wie Kartoffeln und Getreide, die Zusammenpreßbarkeit von nicht unwesentlichem Einflusse. Man kann die obige Formel gelten lassen, wenn man unter $2a_0$ die Größe des Körpers in dem betrachteten Zustande der Zusammenpressung bis nahe zur Zerstörung versteht. Will man auch den Einfluß des Eigengewichtes in Rechnung bringen, so ist zu bemerken, daß mit Rücksicht hierauf der Körper von den Walzen schon in einer höheren Lage CD erfaßt wird, welche dadurch festgestellt ist, daß in dem zugehörigen Parallelogramm der Kräfte $EHFG$ die verticale Diagonale EF das Eigengewicht G und die halbe horizontale Diagonale HJ die zum Zerdrücken des Körpers erforderliche Kraft K vorstellt. Es bestimmt sich daher der Winkel $EHJ = \varepsilon$ durch

$$\operatorname{tang}\varepsilon = \frac{EJ}{HJ} = \frac{G}{2K},$$

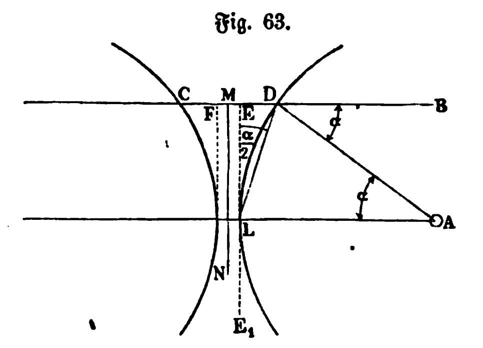
und man sieht, daß diejenigen Punkte C und D der Walzen, in denen der Körper mit Sicherheit erfaßt wird, in dem Winkelabstande $DBL = \varrho + \varepsilon$ von den horizontalen Halbmessern AK und BL gelegen sind. Im Allge-

[1]) S. u. A. Rittinger, Lehrbuch der Aufbereitungskunde.

meinen wird der Winkel ε nur sehr klein sein, da das Eigengewicht G der Körper in den meisten Fällen gegen die zu der Zerstörung erforderliche Druckkraft K nur unbedeutend ist.

Es ist nach dem Vorstehenden auch leicht, die Größe des für ein bestimmtes Material erforderlichen Walzendurchmessers durch eine Zeichnung festzustellen. Zu dem Ende trägt man auf der wagerechten Geraden CD, Fig. 63, zu jeder Seite der lothrechten Mittellinie MN die Größen $ME = MF = b$ und $MD = MC = a$ an, und zieht durch E die lothrechte Linie EE_1, welche eine Tangente an den Walzenumfang sein muß. Der Mittelpunkt A der Walze muß auf der Geraden DA liegen, welche durch D unter einem Winkel $BDA = \alpha$ gegen die Horizontale gelegt ist, wobei man $\alpha = \varrho$ oder mit Berücksichtigung des Eigengewichtes $\alpha = \varrho + \varepsilon$ anzunehmen hat. Um den Mittelpunkt A auf dieser Linie zu finden, hat man nach einem bekannten Satze der Geometrie nur durch D eine Gerade DL zu legen, welche mit der verticalen Tangente EE_1 einen Winkel gleich dem halben Centriwinkel $\frac{\alpha}{2}$ bildet, dann findet man den gesuchten Walzenmittelpunkt in der durch den Schnitt L gelegten Horizontallinie.

Fig. 63.



Bezeichnet man das Verkleinerungsverhältniß $\frac{2b}{2a}$, d. h. das Verhältniß des Walzenabstandes $2b$ zu dem Durchmesser $2a$ der größten zur Zerkleinerung gelangenden Körper, mit $\nu = \frac{2b}{2a}$, so läßt sich die obige Formel für den mindestens erforderlichen Durchmesser der Walzen auch schreiben

$$R = \frac{a - b}{1 - \cos \varrho} = a \frac{1 - \nu}{1 - \cos \varrho}.$$

Hiernach steht für ein bestimmtes Verkleinerungsverhältniß ν und einen ebenfalls bestimmten Reibungswinkel ϱ die Größe des erforderlichen Durchmessers der Walzen in directem Verhältnisse mit der Größe der zu zerkleinernden Körper. Dem entsprechend verwendet man auch zum Zerkleinern von Kartoffeln größere Walzen, als für Getreide und Oelsamen gebräuchlich sind. Ebenso erfordern die zum Zerkleinern von Erzen gebrauchten Walzen größere Durchmesser, indem die von denselben verarbeiteten Stücke,

wie sie etwa durch Steinbrecher erhalten werden, nicht selten Größen bis zu 60 mm haben. Nimmt man einen durchschnittlichen Reibungscoefficienten $f = \frac{1}{3}$ an, entsprechend einem Reibungswinkel $\varrho = 18\frac{1}{2}^0$, und setzt ein durchschnittliches Verkleinerungsverhältniß von $\nu = \frac{1}{5}$ voraus, so ergiebt sich damit der erforderliche Walzendurchmesser zu

$$2R = 2a \frac{1 - \frac{1}{5}}{1 - \cos 18^0 30'} = 2a \frac{0,8}{1 - 0,95} = 16 . 2a.$$

Dies giebt beispielsweise für zu zerkleinernde Erzstücke von 25 mm Größe einen Walzendurchmesser von 0,4 m. Man führt die zu diesem Zwecke dienenden Walzen in Größen zwischen 0,5 und 0,9 m im Durchmesser aus.

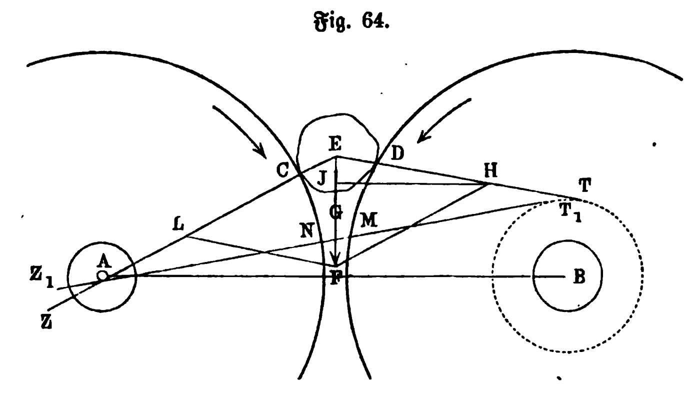
Dieselbe Formel würde für Kartoffelwalzen, wenn man die Größe der Kartoffeln zu 80 mm annimmt, zu Durchmessern von mindestens 16 . 0,080 = 1,08 m führen. Erfahrungsmäßig genügen hierzu aber Walzen von 0,5 bis 0,6 m, obwohl der Reibungscoefficient für die gekochten und daher feuchten Kartoffeln jedenfalls eher kleiner als größer sein wird, als der angenommene Werth von $\frac{1}{3}$. Es ist dies aus dem oben angeführten Einflusse des Eigengewichtes und der Zusammendrückbarkeit der Kartoffeln zu erklären. Denn da die zum Zerquetschen der gekochten Kartoffeln erforderliche Kraft K nur gering, und da das Eigengewicht der zu zerquetschenden Kartoffel durch dasjenige der darüber befindlichen vergrößert wird, so muß hierfür der oben mit ε bezeichnete Winkel, für welchen $\tang \varepsilon = \frac{G}{2K}$ ist, eine nicht unerhebliche Größe annehmen. Auch wird die Kartoffel jedenfalls einer merklichen Zusammenpressung unterworfen, ehe sie zerdrückt wird.

Bei den zur Reinigung der rohen Baumwolle dienenden sogenannten Egrenirmaschinen kommen ebenfalls zuweilen Walzen zur Anwendung, die den Zweck haben, die Baumwollfasern von den Samenkörnern abzureißen, an denen sie haften. Hierbei dürfen die Samenkörner selbst nicht von den Walzen ergriffen werden, um ihr Zerquetschen und damit die Verunreinigung der Wolle zu vermeiden. Nimmt man die Größe eines solchen Samenkornes im Durchschnitt zu 5 mm an, so folgt mit den oben zu Grunde gelegten Werthen der Durchmesser der Walzen, welcher das Einziehen der Samen zur Folge haben müßte, zu 80 mm. Die Egrenirwalzen erhalten mit Rücksicht hierauf auch stets kleinere Durchmesser von meistens nicht mehr als 50 bis 60 mm.

§. 25. Bisher wurde immer ein Antrieb beider Walzen von der betreibenden Kraftmaschine oder Transmissionswelle aus angenommen, sei dies nun in der Art, daß jede Walze durch einen Riemen oder ein Zahnräderpaar die Bewegung erhält, oder auch in der gewöhnlicheren Weise, wonach zwar nur

die eine Walze direct angetrieben wird, von dieser aber durch zwei auf den Walzenaxen befindliche, in einander greifende Räder der anderen Walze die Bewegung mitgetheilt wird. Von dieser Anordnung hat man diejenige zu unterscheiden bei welcher nur die eine Walze den Antrieb empfängt, so daß die andere vermöge der Reibung zwischen beiden mitgenommen wird. Um auch für diesen Fall die Wirkungsweise kennen zu lernen, sei vorausgesetzt, daß die Walze B in Fig. 64 die angetriebene sei, und es sei für dieselbe der Reibungskreis T vom Halbmesser $BT = fR$ gezeichnet, dessen Tangenten nach dem Vorhergegangenen diejenigen Richtungen angeben, bis zu welchen die Wirkung der Walze von der radialen Richtung sich entfernen kann, bezw. entfernen muß, wenn ein Gleiten vorausgesetzt wird. Die Walze A dagegen würde, unter der Voraussetzung, daß an ihren Zapfen

Fig. 64.



ein Reibungswiderstand nicht zu überwinden wäre, nur befähigt sein, einen normalen, d. h. radialen Druck aufzunehmen und zu erwidern, da unter dieser Voraussetzung eine Umdrehung, also ein Ausweichen der Oberfläche eintreten müßte, sobald die auf die Walze wirkende Kraft neben der Mitte von A vorbeiginge, also einen Hebelarm hätte. Da nun aber die Zapfenreibung bei der Umdrehung der Walze A überwunden werden muß, und diese Wirkung nur durch Vermittelung des zwischen beiden Walzen liegenden Körpers ausgeübt werden kann, so muß man annehmen, daß die Richtung der Kraft, mit welcher der Körper gegen den Walzenumfang von A preßt, in einem solchen Abstande von der Mitte A verbleibt, daß das Moment dieser Kraft gerade dem Momente der Zapfenreibung gleich ist. Dieser Abstand ist ohne Weiteres bestimmt, wenn man den Reibungskreis für den Zapfen der Walze A zeichnet, d. h. denjenigen Kreis concentrisch zu A, dessen Halbmesser gleich fr ist, wenn r den Zapfenhalbmesser und f den Reibungscoefficienten für denselben bedeutet. Nach dem in Th. III, 1 hier-

über Gesagten kann ein Drehzapfen während seiner Bewegung nur Kräfte aufnehmen und äußern, welche an diesen Reibungskreis tangential gerichtet sind, d. h. welche die Stützlagerfläche unter einem Winkel gegen die Normalrichtung gleich dem Reibungswinkel treffen. Daß diese Tangente an den Reibungskreis unterhalb der Mitte A vorbeigehen muß, ergiebt sich von selbst aus der Richtung, in welcher die Umdrehung von A erfolgen muß.

Denkt man sich nun wieder einen Körper zwischen die Walzen eingeführt, welcher die Walze B in D berühren möge, und auf welchen durch sein Eigengewicht G eine senkrechte Kraft wirkt, die der Richtung und Größe nach durch die Strecke EF ausgedrückt sein soll, so wird zunächst auf den Körper von der angetriebenen Walze B eine Wirkung ausgeübt, welche durch D geht, und deren Richtung nur zwischen dem Radius BD und der Tangente TD gelegen sein kann, also im äußersten Falle die Richtung der letzteren TD hat. Diese Richtung schneidet sich mit der Verticalkraft G in E, und daher muß wegen des Gleichgewichts auch die auf die Walze A geübte Wirkung durch diesen Punkt E gehen, so daß man hierfür die Richtung EZ tangential an den Reibungskreis des Zapfens erhält. Zeichnet man daher mit diesen Richtungen EZ und ET das Parallelogramm zur Diagonale EF, so erhält man in den Seiten EH und EL die Walzenpressungen, deren horizontale, auf Zerdrücken des Körpers wirkende Componente durch HJ gefunden wird. Es muß hier bemerkt werden, daß die Pressung gegen die Walze A immer tangential an den Zapfenreibungskreis gerichtet ist, während dies für die Walze B in Bezug auf deren Reibungskreis nicht immer der Fall sein muß, sondern nur äußersten Falles eintritt. Im ersten Augenblicke der Einwirkung der Walze auf den eben eingeführten und noch nicht zusammengepreßten Körper wird die Walze B in der Richtung ihres Halbmessers BD gegen den Körper wirken, und erst mit dem weiteren Eintreten desselben zwischen die Walzen und steigender Zusammenpressung der Materialtheile wird eine Abweichung der Walzenpressung von der Normalrichtung genau in dem Betrage sich einstellen, wie er für den Zustand des Gleichgewichts in jedem Augenblicke entsprechend der eingetretenen Zusammendrückung des Körpers gefordert wird. Dabei darf diese Abweichung, wie schon mehrfach hervorgehoben, den Betrag des Reibungswinkels ϱ niemals übersteigen, wenn der Körper sicher eingezogen werden soll.

Auch hier findet man, wie in Fig. 62, daß die horizontale Pressung auf den Körper um so größer ausfällt, je tiefer derselbe zwischen die Walzen eingetreten ist, und wenn man hier die gemeinschaftliche Tangente $T_1 Z_1$ an die beiden Reibungskreise des Zapfens von A und der Walze B zieht, so erhält man ebenfalls diejenige Richtung für die Walzenpressungen, für welche die geringste Verticalkraft einen unendlich großen Druck hervorrufen muß, so daß ein bis zu der Tiefe MN eingetretener Körper unfehlbar der

Zertrümmerung ausgesetzt ist. Es gelten für diese gemeinsame Tangente der beiden Reibungskreise ganz ähnliche Betrachtungen, wie sie für die gemeinsame Tangente an die beiden Walzenreibungskreise der Fig. 62 angestellt worden sind. Man ersieht aus den Figuren direct, daß bei der hier vorausgesetzten Anordnung des Antriebes nur einer Walze die Größe der Körper, welche bei bestimmtem Walzendurchmesser sicher ergriffen werden, kleiner ausfällt, als wenn beide Walzen angetrieben werden, indem der Schnittpunkt der verticalen Mittellinie mit der Tangente $T_1 Z_1$ der beiden Reibungskreise in Fig. 64 nur ungefähr halb so hoch über der Axenebene AB gelegen ist, wie in Fig. 62. Es würde nicht schwer sein, nach der Figur einen algebraischen Ausdruck für die Größe $2a$ des zu zerkleinernden Körpers und den mindestens erforderlichen Walzenhalbmesser R zu bilden, es möge diese Bestimmung hier nicht vorgenommen werden, da man in den Fällen der Anwendung durch die Zeichnung der Fig. 64 schneller den gesuchten Halbmesser bestimmen kann, als auf dem Wege der Rechnung.

§. 26. Wenn zwar die Wirkung der Walzen vornehmlich in einem Zerquetschen der Materialien besteht, so findet doch gleichzeitig auch eine nicht unerhebliche Wirkung durch Zerreiben statt, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Wenn die Umfangsgeschwindigkeit jeder der Walzen durch v bezeichnet wird, und die Entfernung der Walzen an der engsten Stelle des Zwischenraumes ist gleich e, so berechnet sich die durch diesen Zwischenraum für je ein Meter Walzenlänge in der Secunde hindurchtretende Materialmenge zu $Q = ve$, wobei vorausgesetzt wird, daß das Material sich mit der Geschwindigkeit v der Walzen durch den engsten Querschnitt bei ab, Fig. 65, bewegt. Ist dies der Fall, so muß jedoch die Geschwindigkeit des Materials an jeder höher gelegenen Stelle eine in dem Verhältnisse des daselbst größeren Durchgangsquerschnittes geringere sein, so daß in allen Punkten oberhalb ab die Walzen eine größere Geschwindigkeit haben, als das vorbeipassirende Material. In Folge hiervon wird die zwischen den Walzen befindliche Masse einem Abreiben unterworfen sein, dessen Wirkung wegen des gleichzeitigen sehr starken Druckes eine kräftige sein muß. Da nämlich die Walzenoberfläche niemals absolut glatt sein kann, sondern immer mit mehr oder minder großen Erhabenheiten und Vertiefungen behaftet ist, je nach dem Grade der Rauhigkeit, so werden diese kleinen Erhabenheiten der Walzenoberflächen sich in das Material eindrücken und bei ihrer gleitenden Bewegung kleine Massentheilchen abstoßen oder abscheren, welche Wirkung besonders dadurch unterstützt wird, daß die fest zusammengepreßten Theilchen nicht wohl einem Rollen oder Wälzen unterliegen und daher auch nicht ausweichen können. Man mag sich den Vorgang etwa so vorstellen, als wäre der betreffende Körper fest zwischen die Backen eines Schraubstockes

geklemmt und werde in diesem Zustande der Einwirkung einer rauhen Fläche unterworfen, welche nach Art einer Feile feine Späne von ihm abstößt. Diese Wirkung wird noch besonders befördert werden, wenn die Walzenoberflächen mit künstlichen Hervorragungen oder Riffeln versehen sind, welche je nach dem Grade ihrer Schärfe eine mehr oder minder vollkommene Scherwirkung äußern müssen. Solche Riffelung pflegt man daher in denjenigen Fällen in Anwendung zu bringen, in denen es auf die Erzeugung von Mehl ankommt, also vornehmlich in den Mühlen für Getreide. Auch ist es sehr gebräuchlich, in diesen Fällen die gedachte abreibende Wirkung dadurch zu befördern, daß man den Walzen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten giebt; die in neuerer Zeit in Mahlmühlen so verbreiteten Walzen zeigen in den meisten Fällen die Anwendung verschiedener Umfangsgeschwindigkeiten für die beiden zusammengehörigen Walzen, und zwar pflegte man diese

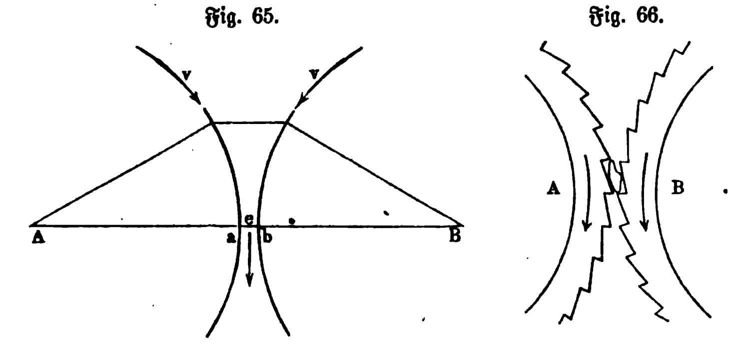


Fig. 65. Fig. 66.

Geschwindigkeiten früher etwa in dem Verhältnisse 2 : 3 zu wählen, während man neuerdings dieses Verhältniß nur etwa wie 6 : 7 anordnet[1]), wenn es sich um die eigentliche Mehlerzeugung aus dem Schrote handelt.

Ordnet man geriffelte Walzen mit verschiedenen Geschwindigkeiten an, so ist die Form und Stellung der einzelnen Riffeln von Wichtigkeit für die Wirksamkeit der Walzen, wie man sich mit Hülfe der Fig. 66 überzeugt. Wenn in dieser Figur *A* die schneller bewegte Walze vorstellt, so wird ein Abscheren oder auch ein Brechen der zwischen den Walzen befindlichen Körner, wie es beim Schroten gewünscht wird, nur dann stattfinden können, wenn die Walze *A* sich bedeutend schneller bewegt, als diejenige *B*; während bei nur geringer Verschiedenheit der Geschwindigkeiten die einzelnen Körner mehr einer quetschenden oder kneifenden Wirkung ausgesetzt sind, wie sie dadurch entsteht, daß die einzelnen Zähne der beiden Walzen ihre gegenseitige Stellung zu einander allmälig ändern. In dem letzteren Falle wird

---

[1]) Die Mehlfabrikation von Friedrich Kick.

auch die Erzeugung eines mehlreicheren Productes die Folge sein, als in dem ersteren bei wesentlich verschiedenen Geschwindigkeiten. Aus diesem Grunde empfiehlt Kick, bei den Schrotwalzen der nach dem Hochmahlverfahren arbeitenden Mahlmühlen der schneller gehenden Walze mindestens die zwei- bis dreifache Geschwindigkeit von derjenigen der langsamer bewegten zu ertheilen, weil es hierbei wesentlich darauf ankommt, eine Zerkleinerung der Getreidekörner mit möglichst geringer Mehlbildung zu erzielen. Insbesondere ist bei kleinen Walzendurchmessern eine große Verschiedenheit der Geschwindigkeiten erforderlich, weil der Weg, auf welchem die hier gedachte Einwirkung vor sich geht, um so kleiner ausfällt, je stärker die Walzen gekrümmt sind.

Wenn man dagegen die Walze B zur schneller gehenden macht, so findet hauptsächlich eine zerreibende Wirkung statt, und man wird diese Anordnung wählen, wenn es sich darum handelt, möglichst viel Mehl zu erzeugen, wie es bei dem als Flachmüllerei bezeichneten Verfahren der Mehlbereitung der Fall ist.

Dagegen wird man bei den in Hüttenwerken zur Aufbereitung der Erze dienenden Walzen die Geschwindigkeit derselben von gleicher Größe annehmen, da hierbei in der Regel die Erzeugung von Mehl sorgfältig zu vermeiden ist, und bei der bedeutenden Härte der zerkleinerten Materialien eine sehr schnelle Abnutzung der Walzen sich in Folge der verschieden großen Geschwindigkeiten einstellen würde. Auch pflegt man den Walzen zum Erzquetschen in der Regel eine glatte Oberfläche, d. h. eine solche ohne Riffeln, zu geben. Daß trotzdem die Abnutzung eine beträchtliche ist, geht aus den angeführten Bemerkungen hervor, wonach die reibende Wirkung der Walzen sich niemals ganz vermeiden läßt. Mit Rücksicht auf diese Abnutzung führt man denn derartige Walzen nicht selten mit besonders aufgezogenen Mänteln aus, welche sich erforderlichen Falles leicht erneuern lassen.

Wenn man den Oberflächen der Walzen abgerundete, anstatt der scharfen Zähne giebt, so ist natürlich eine Schneidwirkung nicht mehr zu erwarten, die Walzen veranlassen in diesem Falle vielmehr ein Zerbrechen, sofern nämlich die Erhabenheiten der einen Walze den Vertiefungen der anderen gegenübertreten, in ähnlicher Art, wie die gewellten Backen der oben besprochenen Steinbrecher es thun. Derartige Walzen wendet man an, um leicht zerbrechliche Stoffe, wie z. B. die Preßkuchen der Oelmühlen, zu zerbrechen; eine Hauptverwendung finden dieselben bei der Flachsbereitung zum Zerbrechen der holzigen Stengel des Flachs- und Hanfstrohes vermittelst der sogenannten Brechmaschinen.

Die Feinheit des von den Walzen gelieferten Productes richtet sich natürlich nach der Entfernung der Walzen an der mittleren Stelle, wo sie sich am nächsten sind. Um die Feinheit des Productes innerhalb gewisser Grenzen

reguliren zu können und auch wegen der allmäligen Abnutzung der Walzen hat man die Einrichtung so zu treffen, daß der Walzenabstand verändert werden kann, wozu man in der Regel die eine Walze der anderen nähert, sei es durch eine geradlinige Verschiebung ihrer Lager, oder dadurch, daß man diese Lager auf einen Hebel legt, durch dessen Drehung die beabsichtigte Näherung erzielt werden kann. Damit andererseits der Abstand der Walzen immer noch eine bestimmte Größe behält, pflegt man gleichfalls in vielen Fällen das zu dichte Zusammentreten der Walzen durch eine geeignete Vorrichtung zu verhindern. In Mahlmühlen kommen dagegen zur Auflösung der Griese auch Walzen vor, welche fast ganz dicht zusammengehen.

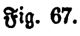
Auf alle Fälle hat man dafür zu sorgen, daß der zwischen den Walzen stattfindende Druck eine bestimmte Größe nicht überschreite, besonders ist dies dann unbedingt nöthig, wenn die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, daß mit den zu zerkleinernden Stoffen auch fremde Körper von besonderer Härte zwischen die Walzen gelangen können. In solchem Falle stellt sich leicht der Bruch eines Theiles oder eine Beschädigung der Walzen ein, wenn man hiergegen nicht besondere Sicherheitsvorkehrungen anwendet. Es wurde schon oben hervorgehoben, daß ein Körper, welcher einmal bis zu einer gewissen Tiefe in die Walzen eingetreten ist, unter allen Umständen hindurchgeführt wird, und daß sich hieraus die Beulen erklären, welche zuweilen in Kartoffelquetschwalzen durch die zwischen dieselben gelangenden Steinchen entstehen.

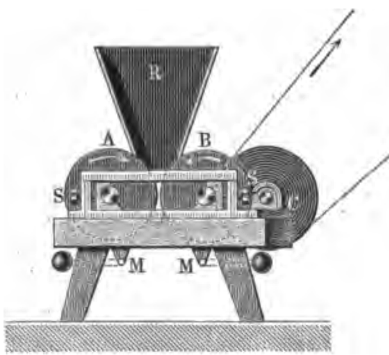
Zur Sicherung hiergegen macht man die verstellbare Walze derart beweglich, daß sie nachgiebt, sobald der Druck zwischen den Walzen eine gewisse Größe übersteigt. In früherer Zeit wandte man hierzu wohl eine Belastung durch Gewichte an, welche mittelst einer Hebelübersetzung auf die Lager der verschieblichen Walze den erforderlichen Druck ausübten. Von dieser Einrichtung, welche nur noch in älteren Oelmühlen sich findet, ist man aber heute mit Recht zurückgekommen, da sie, besonders bei schnellgehenden Walzen, keineswegs die bezweckte Sicherheit gewährt. Tritt nämlich bei schnellem Gange der Walzen zwischen denselben der betreffende, ausnahmsweise große Widerstand auf, so müssen die Belastungsgewichte, wenn sie ihren Zweck erfüllen sollen, mit einer entsprechend großen Geschwindigkeit emporgehoben oder vielmehr geworfen werden, und hierzu gehört ein Beschleunigungsdruck, welcher die Größe der im Ruhezustande ausgeübten Belastung so weit übersteigen kann, daß dabei der Bruch eines Theiles erfolgt. Insbesondere wird diese Geschwindigkeit bei einem großen Hebelübersetzungsverhältniß beträchtlich ausfallen. Aus diesem Grunde wendet man neuerdings fast nur eine Belastung durch Federn an, welche wegen ihrer geringen Masse den besagten Uebelstand nicht darbieten. In welcher Art diese Federn

angeordnet werden, und wie man eine Regulirung des von ihnen ausgeübten Druckes erzielen kann, wird aus den folgenden Beispielen erhellen.

§. 27. **Quetschwalzen.** Nach den vorstehenden allgemeinen Bemerkungen mögen nun einige der hauptsächlichsten Anordnungen von Walzwerken zur Zerkleinerung angeführt werden.

In Fig. 67 ist zunächst eine einfache Walzenquetsche angegeben, wie dieselbe zum Zerdrücken der zuvor durch Dampf gekochten Kartoffeln in Spiritusbrennereien vielfach Verwendung findet. Die beiden gußeisernen, glatt abgedrehten Walzen A und B sind horizontal neben einander in dem Gestellrahmen gelagert, und es ist ihr gegenseitiger Abstand unveränderlich mit Hülfe der gegen ihre Lager wirkenden Schrauben S bestimmt.

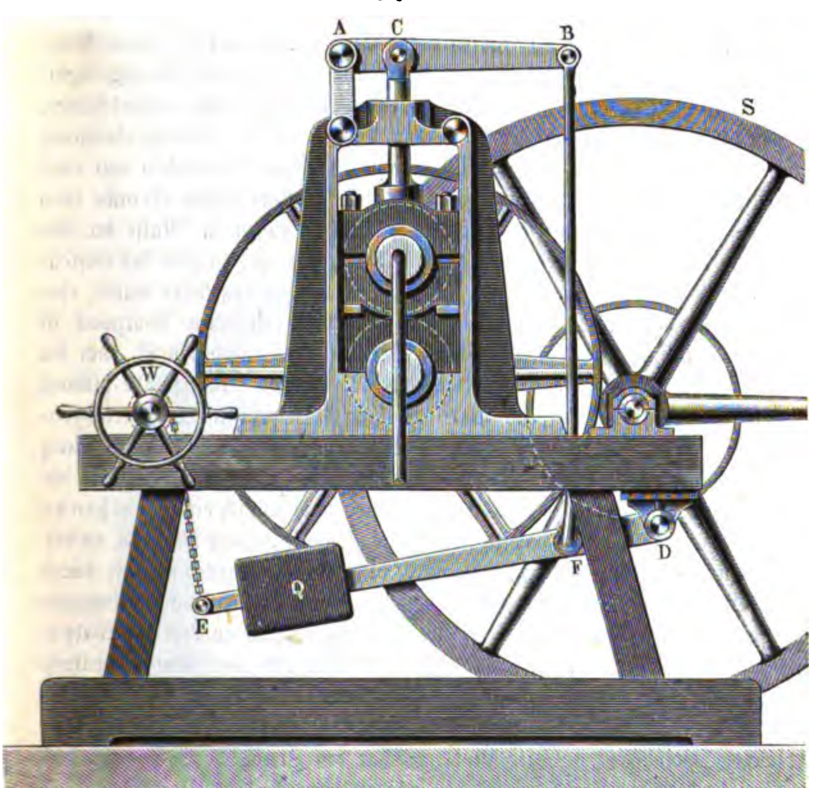

Fig. 67.



Da hiernach ein Ausweichen der Walzen ausgeschlossen ist, so hat man dafür Sorge zu tragen, daß nicht härtere Gegenstände, wie z. B. Steine, zwischen die Walzen eingehen können, weshalb zuvor eine Entfernung solcher Gegenstände durch sogenannte Steinscheider bei dem Waschen der Kartoffeln vorgenommen zu werden pflegt. Der Antrieb erfolgt durch einen Riemen vermittelst der Vorgelegswelle C und zweier Zahnräder auf die eine Walze B, welche durch zwei andere Zahnräder die Umdrehung der anderen Walze A veranlaßt. Ein Mitschleppen der zweiten Walze durch die Reibung ist in diesem Falle wegen der Größe der zu zerkleinernden Gegenstände aus den vorstehend entwickelten Gründen nicht räthlich. Die beiden Walzen erhalten fast immer gleiche Durchmesser, und da auch die Zähnezahlen der Räder gleich gewählt werden, so bewegen sich die Walzenumfänge mit gleicher Geschwindigkeit, was in dem vorliegenden Falle angemessen ist, da es hierbei nicht sowohl auf die Erzeugung von Mehl als vielmehr nur auf ein Zerdrücken der Kartoffeln ankommt. Zuweilen giebt man auch wohl dem einen Rade einen oder zwei Zähne mehr als dem anderen, lediglich aus dem Grunde, um nicht immer dieselben Zähne mit einander zusammen arbeiten zu lassen und auch eine gewisse Versetzung der mit einander zusammentreffenden Walzentheile gegen einander zu bewirken. Die Speisung dieser Walzen geschieht in der einfachsten Weise derart, daß die Kartoffeln direct aus dem darüber befindlichen Dampffasse, in welchem das Dämpfen geschah, in den

Rumpf *R* und von da zwischen die Walzen fallen; in wie fern die hiermit verbundene Belastung des Walzgutes für ein sicheres Erfassen desselben förderlich ist, ohne daß der Walzendurchmesser ein unbequem großer sein muß, wurde schon oben angedeutet. Da die zähe und breiige Masse an den Walzen haftet, so sind die Schabemesser *M* angeordnet, welche, durch kleine Gewichte gegen die Walzen gepreßt, deren Oberflächen beständig rein halten.

Fig. 68.



Die Umlaufszahl jeder dieser Walzen beträgt etwa 20 bei einem Durchmesser von 0,5 bis 0,6 m; die Länge richtet sich natürlich nach der Menge des in bestimmter Zeit zu quetschenden Materials und beträgt durchschnittlich etwa 0,6 m.

Ein Walzwerk, wie es zur Verarbeitung von Rohgummi[1]) gebraucht wird, ist in Fig. 68 dargestellt. Hierbei liegen die Walzen über einander

[1]) Prechtl, Technolog. Encyclopädie, Supplement, Artikel Federharz.

und das zu verarbeitende Rohmaterial muß ihnen von Hand zugeführt werden. Da dieser Stoff warm verarbeitet wird, so sind die Walzen mit Dampfheizung versehen, indem durch die hohlen Zapfen vermittelst Stopfbüchsen einerseits Dampf aus einem Kessel zugeführt wird, während durch die anderen Zapfen das aus dem Dampfe hervorgehende Niederschlagswasser abgeführt werden kann. Da das Eigengewicht der oberen Walze zur Erzielung des erforderlichen Druckes nicht genügt, so ist durch die Anordnung der doppelten Hebelverbindung *ABDE* dafür gesorgt, die Kraft des Belastungsgewichtes *Q* in 15- bis 20facher Vergrößerung auf die obere Walze zu übertragen. Hierdurch ist zwar dieser Walze eine gewisse Nachgiebigkeit bei vergrößertem Widerstande ertheilt, dabei aber doch nicht ausgeschlossen, daß der Druck wesentlich größer werden könne, als der Gewichtsbelastung entspricht, insofern die Masse des Gewichtes bei dem Ausweichen mit einer bestimmten Beschleunigung bewegt werden muß. Aus diesem Grunde kann besonders bei schnellem Gange der Widerstand, welchen die Masse der Gewichte ihrer Bewegung entgegengesetzt, leicht die für die Festigkeit der Gestelle zulässige Größe überschreiten, weshalb, wie schon oben angeführt wurde, eine Belastung durch Federn sicherer ist. Das hier besprochene Walzwerk ist ferner mit einem Schwungrade *S* versehen, welches angebracht ist, um die Bewegung gleichmäßiger zu machen und über größere Widerstände hinweg zu helfen; ein Schwungrad sollte überhaupt bei keinem Walzwerke fehlen und findet sich auch bei allen besseren Ausführungen. Die Wirkung dieser Walzen ist weniger in einem Zerdrücken zu suchen, welchem hier die sehr zähe Masse widerstehen würde, es ist hier hauptsächlich die zerreißende Wirkung benutzt, welche dadurch zur Geltung kommt, daß das Material an der engsten Stelle des Zwischenraumes mit viel größerer Geschwindigkeit durch die Walzen geht, als an den hinterhalb gelegenen Stellen, wo die Vorgabe erfolgt. Man kann diese zerreißende Wirkung deutlich an dem die Walzen verlassenden Material erkennen, indem dasselbe als eine dünne, vielfach durchlöcherte Platte aus den Walzen heraustritt. Um die zerreißende Wirkung zu befördern, giebt man diesen Walzen in der Regel verschiedene Umfangsgeschwindigkeit. Die Winde *W* hat den Zweck, durch Anheben des Gewichtes *Q* den Druck der Walzen erforderlichen Falles zu ermäßigen.

Eine sehr häufige Verwendung finden die Walzen zum Zermalmen spröder Körper, wie Erze, Mineralien u. s. w. Eine zu diesem Zwecke dienende Walzenquetsche zeigt Fig. 69, welche eine Maschine aus der Maschinenfabrik von C. Mehler darstellt. Die beiden mit besonderen Ringen oder Mänteln aus Hartguß versehenen Walzen, welche hier wagerecht neben einander in dem gußeisernen Rahmen *G* gelagert sind, erhalten das durch einen Steinbrecher vorgebrochene Material aus dem Rumpfe *R* durch eine Speisewalze *S* zugetheilt, welche eine regelmäßige Zuführung bewirkt und damit die

Leistungsfähigkeit der Walzen erhöht. Der Betrieb wird durch die Riemscheibe *C* und ein Zahngetriebe auf der Axe derselben an das auf der einen

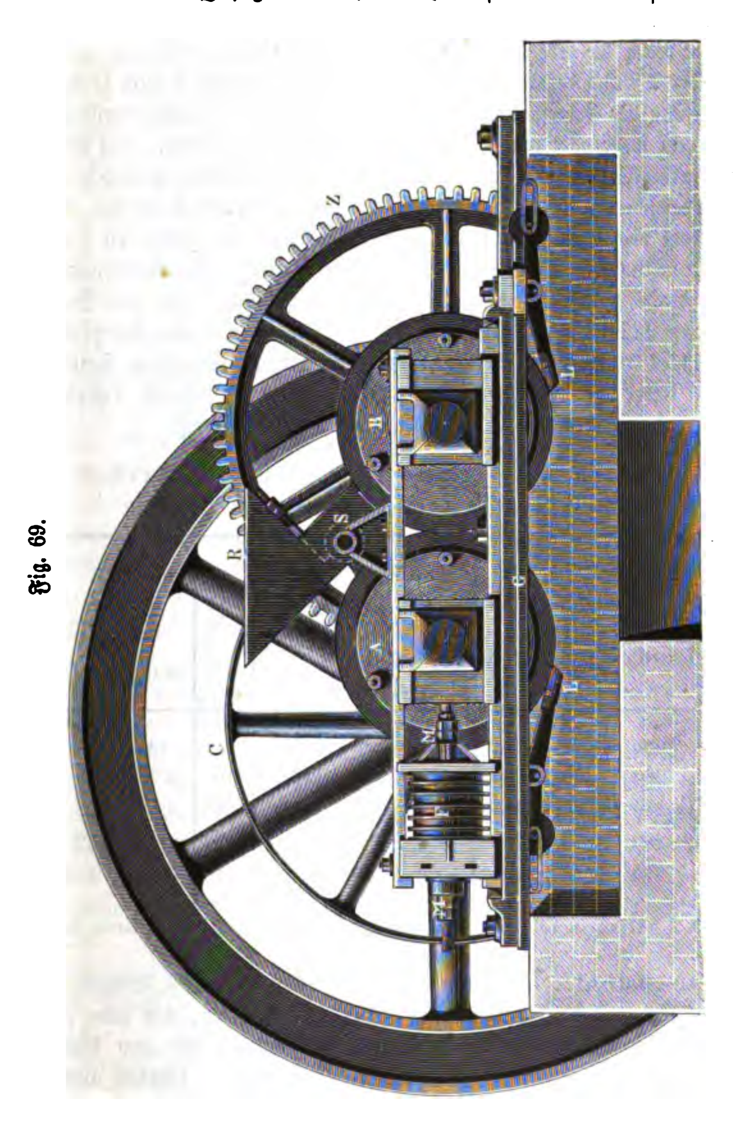


Fig. 69.

Walze *B* befindliche große Zahnrad *Z* übertragen und es geschieht die Mitnahme der anderen Walze *A* durch ein Räderpaar auf den Walzenaxen oder nach Befinden durch die Reibung. Der Andruck der beweglichen Walze

gegen die fest gelagerte erfolgt hierbei durch die Gummifedern *F*, welche nach Art der Buffer aus mehreren Scheiben Gummi mit Zwischenlagen von Eisen gebildet sind. Vermittelst der Schraubenmuttern *M* läßt sich nicht nur der durch die Axe der Buffer gehende Federbolzen verstellen und dadurch der Abstand der Walzen festsetzen, sondern es ist damit auch leicht eine Regulirung der Federspannung zu erzielen, indem die Gummischeiben von vornherein mehr oder minder stark zusammengespannt werden. Bei Walzen, deren geringster Abstand nicht unter einen gewissen Betrag herabgehen soll, die insbesondere nicht bis zur directen Berührung sich nähern dürfen, wendet man wohl noch Gegenbolzen im Inneren der Lager an, welche die letzteren stets in bestimmter Entfernung von einander halten. Die Anordnung der Streichbleche *L* ist aus der Figur genügend ersichtlich. Die aus Hartguß gebildeten Mäntel der Walzen sind so auf den inneren Kernen befestigt, daß ein leichtes Auswechseln derselben bei eingetretener Abnutzung stattfinden kann. Ueber die Verhältnisse dieser Walzen giebt die folgende Tabelle der ausführenden Fabrik von C. Mehler in Aachen Aufschluß.

Walzenmühlen zum Zerkleinern des vom Steinbrecher vorgebrochenen Materials zu grobem Pulver.

Nr.	Walzen			Stündl. Leistung	Antriebsriemscheibe			Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht
	Durchmesser	Breite	Umlaufzahl		Durchmesser	Breite	Umlaufzahl		Länge	Breite	
	mm	mm	pr. Min.	kg	mm	mm	pr. Min.		m	m	kg
1	940	260	20	5000	1500	200	80	10	3,75	3,5	10000
2	720	260	25	4000	1250	160	100	8	3,5	3,5	8000
3	400	260	40	2000	1500	160	40	4	2,2	2,2	3000
4	300	260	50	1000	1000	140	50	2	2	2	2000

Nr. 1 und 2 werden in der Regel mit Rädervorgelege, Nr. 3 und 4 direct betrieben.

§. 28. **Walzenstühle.** Eine besondere Bedeutung haben die Walzwerke in der neueren Zeit für die Mehlfabrikation gewonnen, und zwar dienen sie heute nicht wie ehedem in den älteren Mahlmühlen nur zum Vorquetschen des auf Steinen noch zu vermahlenden Getreides, sondern auch zur Erzeugung der feinsten Mehlsorten und Griese, so daß in vielen neueren Mühlen den Steinen nur eine nebensächliche Bedeutung zukommt. Insbesondere sind es die nach dem sogenannten Hochmüllereisystem arbeitenden und die Erzeugung der vorzüglichsten Mehle anstrebenden Mühlen,

welche fast ausschließlich als Walzenmühlen ausgeführt werden. Es handelt sich hierbei nicht sowohl um eine in allen Theilen des Getreidekornes gleichmäßig vorzunehmende Zerkleinerung, sondern um eine solche, bei welcher die äußere Schale möglichst schonend behandelt wird. Man erreicht dies im Allgemeinen dadurch, daß man das Getreide zuerst zwischen geriffelten Walzen schrotet, welche ein Zerbrechen der Körner in gröbere Bruchstücke bewirken, und hierauf ein Verarbeiten zwischen glatten Walzen von gleicher Geschwindigkeit folgen läßt, wobei durch den von den Walzen geäußerten Druck ein Herauspressen der inneren Mehltheilchen aus den Schalen veranlaßt wird. Durch öfter wiederholtes Vermahlen des Kornes zwischen enger und enger gestellten Walzen gelangt man dazu, die inneren Mehltheile zu gewinnen, ohne daß die Schalen dabei gleichfalls zerkleinert werden, während dagegen bei dem älteren Verfahren des sogenannten Flachmahlens das Getreide sogleich in allen Theilen energisch zerkleinert wird. In diesem letzteren Falle müssen die erzeugten Mehle weniger vollkommen ausfallen, weil es nicht möglich ist, die zerkleinerten Schalen von den Mehltheilchen vollständig zu trennen, worüber in einem folgenden Abschnitte gesprochen werden soll.

Man verwendet nach dem Vorbemerkten daher in Mahlmühlen sowohl geriffelte wie glatte Walzen, und zwar meist solche aus Hartguß; auch hat man die glatten Walzen aus Porcellanmasse hergestellt, welche Masse wegen der größeren Reibung gewisse Vorzüge darbietet; solche Porcellanwalzen sind vornehmlich von Wegmann in Zürich vielfach ausgeführt worden. Wegen der Feinheit der mit diesen Walzen zu erzielenden Producte hat man diese Walzen selbst natürlich mit ganz besonderer Sorgfalt auszuführen und einen steten Parallelismus der Axen, sowie die Möglichkeit einer genauen Einstellung anzustreben. Auch hat man die Walzen mit selbstthätigen Ausrückvorrichtungen versehen, welche in dem Falle zur Wirkung kommen, wo die Zuführung des Mahlgutes aus irgend welchem Grunde eine Unterbrechung erleidet. In solchem Falle würden die dicht zusammengehenden Walzen einer sehr schnellen Abnutzung unterworfen sein, besonders wenn sie sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten bewegen. Es möge hiernach eine Besprechung einiger der vorzüglich zur Anwendung gekommenen Walzenstuhlungen folgen.

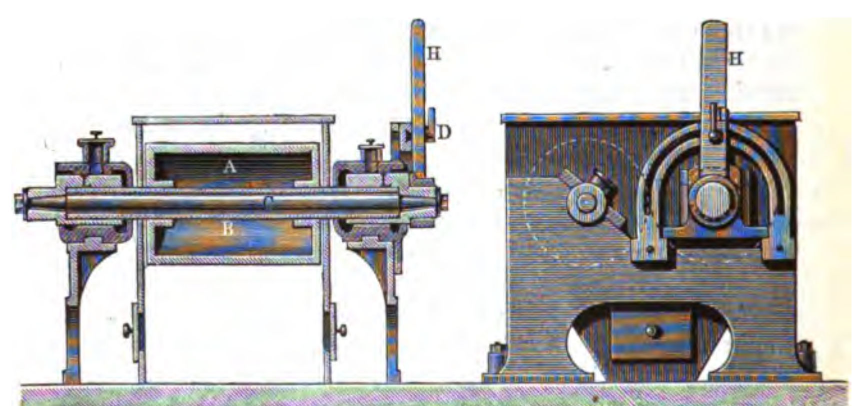
Ein Walzwerk zum Vorquetschen des Getreides nach der Bauart von Luther[1]) in Braunschweig stellt Fig. 70 (a. f. S.) dar. Die Walzen aus Hartguß haben 0,35 m Durchmesser bei 0,50 m Länge und bewegen sich mit 200 bis 240 Umdrehungen in der Minute. Um die Verstellung der Axen gegen einander unter genauer Innehaltung ihrer parallelen Lage

---

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1886, 222.

zu erzielen, ist hier folgende Anordnung gewählt. Die verschiebliche Walze *A* ist auf eine Röhre *B* gekeilt, welche in den Lagerbüchsen *L* zu beiden Seiten läuft. Diese Lagerbüchsen sind durch einen die hohle Walzenaxe durchsetzenden Bolzen *C* fest mit einander verbunden und können wie ein einziges Stück gedreht werden, zu welchem Ende sie auch äußerlich cylindrisch abgedreht sind. Da nun aber diese äußeren in passend ausgebohrten Lagern ruhenden Flächen excentrisch zu den inneren Laufflächen der Walzenzapfen gearbeitet sind, so muß durch eine Drehung der Büchsen eine seitliche Verschiebung der Axe und damit eine Annäherung oder Entfernung der Walzen unter Innehaltung der parallelen Lage stattfinden. Zur leichten Umdrehung der Büchsen dient der Stellhebel *H*, welcher durch die Druckschraube *D* in


Fig. 70.



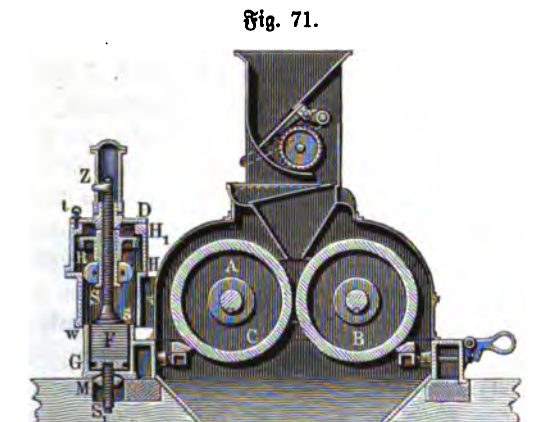
bestimmter Stellung festgestellt werden kann. Daß bei der gedachten Verstellung der Walzen außer der wagerechten Verschiebung auch eine geringe Hebung oder Senkung der beweglichen Walze eintritt, ist für die Wirkung ganz ohne Belang. Die Zuführung des Mahlgutes wird durch eine gewöhnliche Speisewalze vermittelt.

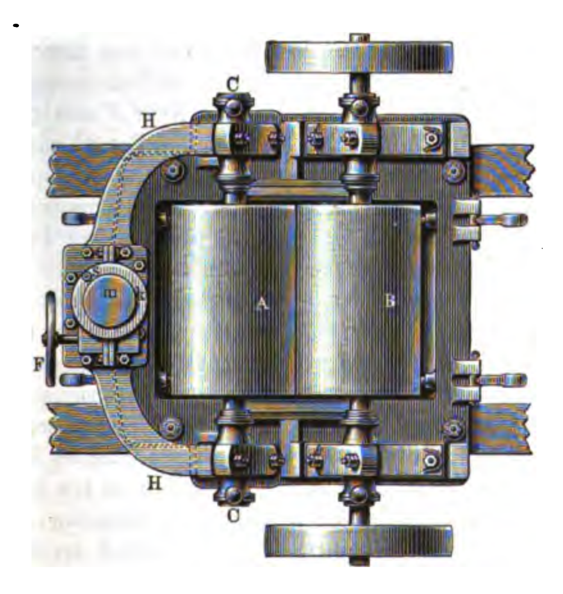
Eine vorzügliche Walzenconstruction von Nagel und Kämp in Hamburg ist durch Fig. 71[1]) dargestellt. Von den beiden Walzen *A* und *B*, von denen nur die eine *B* durch Riemen angetrieben und die andere *A* durch Reibung mitgenommen wird, ist die angetriebene Walze fest gelagert, während die Lager der mitgeschleppten *A* auf dem Rahmen oder Bügel *H* angebracht sind, welcher um zwei unter der Axe von *A* angebrachte Zapfen *C* drehbar ist. Es ist ersichtlich, daß eine Drehung dieses Bügels um *C* eine Annäherung oder Entfernung der Walzen zur

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1886, 222.

Folge haben muß. Diese Drehung wird mittelst der Schraube *S* bewirkt, welche selbst undrehbar ist, und deren Muttergewinde in dem Schneckenrade *R* enthalten sind. Bei einer Umdrehung dieses letzteren durch eine auf der

Fig. 71.





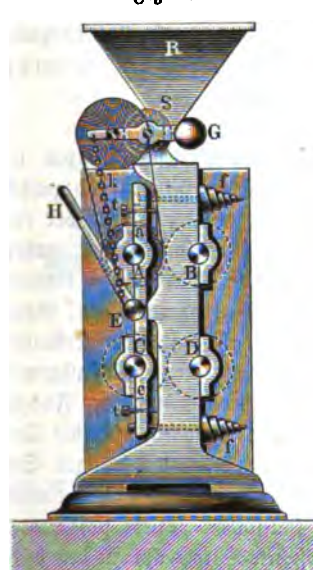
Axe des Handrades *F* befindliche Schnecke steigt das Rad *R* auf oder ab und nimmt dabei den Bügel *H* mit, so daß die Entfernung der Walzen hierdurch regulirt werden kann. Da die Schraubenspindel *S* mit dem hervorstehenden Bunde *s* sich auf die aus verschiedenen Lamellen zusammen-

gesetzte Feder *F* stützt, so werden die Walzen mit einem der Federspannung entsprechenden Drucke gegen einander gepreßt, ohne daß dieselben sich jedoch berühren können. Um dies zu verhüten, ist nämlich die Schraube auch in ihrem unteren Theile bei S_1 mit Gewinden versehen, zu welchen *M* die Mutter bildet. Hierdurch ist der Spindel *S* ein Emportreten nur so weit gestattet, bis diese Mutter sich gegen das feste Gestell *G* lehnt, und man hat es daher in der Hand, durch entsprechende Verstellung der Mutter *M* auf der Schraube S_1 den geringsten Abstand zu regeln, bis zu welchem sich die Walzen durch die Wirkung der Feder einander höchstens nähern können. Bei einem übermäßig großen Widerstande zwischen den Walzen dagegen können dieselben unter weiterer Zusammendrückung der Feder ausweichen. Um die gedachte Verschiebung der Mutter *M* behufs Feststellung eines gewünschten Minimalabstandes zu erzielen und um ebenfalls die Federspannung dem erforderlichen Andrucke der Walzen gemäß zu regeln, haben die Erbauer ihrer Maschine die folgende sinnreiche Einrichtung gegeben. Die Schraube *S* ist durch Nuth und Feder mit dem Deckel *D* undrehbar, jedoch so verbunden, daß eine Verschiebung nach der Axenrichtung nicht ausgeschlossen ist. Wenn daher der Deckel *D* durch einen Stift *t* fest mit dem Gehäuse H_1 verbunden wird, in welches der mehrerwähnte Bügel *H* ausläuft, so muß eine Drehung des Schneckenrades *R* ein Auf- oder Absteigen desselben und des Gehäuses H_1 zur Folge haben, wie es zur Veränderung des Walzenabstandes erforderlich ist. Die Spannung der Feder *F* wird hierdurch gar nicht beeinflußt. Zur Veränderung des durch diese Feder bewirkten Walzenandruckes hat man die Schraubenspindel *S* in ihrer Richtung zu verschieben, um dadurch eine mehr oder minder starke Zusammenpressung der Feder hervorzurufen. Um dies zu bewirken, hat man nur den Deckel *D* durch Versetzen des erwähnten Stiftes *t* von dem Gehäuse H_1 zu lösen und mit dem Schneckenrade *R* fest zu verbinden, so daß an einer Drehung des letzteren nun auch die Spindel *S* Theil nehmen muß, wobei sich dieselbe in dem erforderlichen Maße in die an der Drehung verhinderte Mutter *M* hineinschraubt oder aus derselben heraustritt, dabei die Feder *F* mehr oder weniger zusammenpressend. Da die Spannung der Feder von der Höhenlage der Schraubenspindel abhängig ist, so kann man den am oberen Ende der Schraube angebrachten kleinen Zeiger *Z* dazu benutzen, auf einer an dem festen Gestelle H_1 angebrachten Eintheilung die Federspannung anzugeben; ebenso kann man an einer anderen Eintheilung bei *w* den Abstand der Walzen von einander ablesen.

Man hat auch vielfach mehrpaarige Walzenstühle für Mühlen ausgeführt, so nämlich, daß in einem gemeinschaftlichen Gestelle zwei oder selbst drei Paare von Walzen angebracht sind, durch welche das Getreide nach einander hindurchgeht, nachdem hinter jedesmaligem Zerkleinern zuvör-

derst eine Trennung der zerkleinerten Theile von den gröberen vorgenommen worden ist. Zuweilen folgt auch das Vermahlen zwischen dem zweiten Walzenpaare unmittelbar auf das zwischen den ersten Walzen, ohne daß eine solche Sonderung vorhergeht. Eine solche Wirkung findet bei dem in Fig. 72 dargestellten Walzenstuhle von Mechwart[1]) statt, welcher in demselben Gestell zwei Paare von Walzen, A, B und C, D, enthält. Das aus dem Rumpfe R vermittelst der Speisewalze S zugeführte Getreide fällt zunächst den oberen Walzen A, B zu und gelangt von diesen zu den unteren Walzen C, D, welche mit doppelt so großer Geschwindigkeit sich drehen. Die Walzen jedes einzelnen Paares haben Geschwindigkeiten im Verhältniß wie 3 : 1, und die schneller gehenden Walzen werden durch Riemen mit etwa 200 Umdrehungen für das obere und mit 400 Umdrehungen für das untere Paar angetrieben. Eigenthümlich ist hierbei die Beweglichkeit der Walzen A und C, welche ihre Lagerung in den beiden um das Scharnier E drehbaren Stegen a und c finden. Durch die Federn f werden die beweglichen Walzen so weit gegen die fest gelagerten Walzen B und D gedrückt, als die den Minimalabstand bestimmenden Stellschrauben t es gestatten. Sollen die Walzen ausgerückt werden, so geschieht dies durch Drehung des Hebels H, an dessen Axe die Bolzen der beiderseitigen Scharniere E excentrisch befestigt sind, so daß eine Drehung dieser Axe eine Entfernung der Walzen A von B und C von D im Gefolge hat. Gleichzeitig mit der Entfernung der Walzen von einander wird die Speisung unterbrochen, indem durch die Drehung des Hebels H eine Kette k angezogen wird, welche hierdurch ein Spanngewicht G aufhebt, das für gewöhnlich der die Speisewalze S antreibenden Schnur die erforderliche Spannung ertheilt.

Fig. 72.



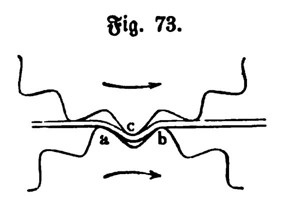
Man hat auch sonst noch mancherlei Vervollkommnungen an den Walzenstühlen für Mahlmühlen angebracht, wie z. B. selbstthätige Ausrückungen für den Fall, daß die Zuführung von Mahlgut aus irgend einem Grunde unterbrochen wird. Alsdann würden die leer zusammengehenden Walzen

[1]) Fr. Kick, Die neuesten Fortschritte in der Mehlfabrikation. Leipzig 1883.

einem schnellen Verschleiße ausgesetzt sein, besonders gilt dies für die Wegmann'schen Porcellanwalzen, weniger für Hartgußwalzen. Auch hat Wegmann, um den Gang der Zahnräder zu einem möglichst geräuschlosen zu machen, sich des Kunstgriffes bedient, jedes Rad zu beiden Seiten mit Blechscheiben zu versehen und den zwischen diesen Scheiben, der Nabe und dem Kranze des Rades abgeschlossenen Raum mit feinem Bleischrot auszufüllen, wodurch nach der Angabe von Kick das Klirren der Räder in geradezu überraschender Weise beseitigt worden ist. In Betreff dieser und der vielen anderen sonst noch zur Anwendung gekommenen Verbesserungen muß auf die betreffende Literatur über Mühlwesen verwiesen werden; über die Leistung und den Kraftverbrauch von Walzenmühlen sind die Angaben je nach den besonderen Verhältnissen sehr verschieden; werthvolle Mittheilungen, welche von Nagel herrühren, sind in dem Aufsatze von Hermann Fischer über Zerkleinerungsmaschinen enthalten.

§. 29. **Brechwalzen.** Wenn man zwei zusammenarbeitende Walzen nach Fig. 73 ihrer ganzen Länge nach mit hervorragenden Rippen und zwischen denselben befindlichen Vertiefungen derart versieht, daß die Rippen der einen Walze in die Vertiefungen der anderen nach der Art von Räderzähnen eintreten, so können die Walzen dazu dienen, Gegenstände durch Zerbrechen zu zerkleinern. Man macht hiervon eine ziemlich allgemeine Anwendung bei der Bereitung der Flachs- und Hanffasern, indem man die Trennung dieser Fasern von den holzigen Stengeln durch ein Zerknicken der letzteren in viele kleine Bruchstücke einleitet.

Fig. 73.

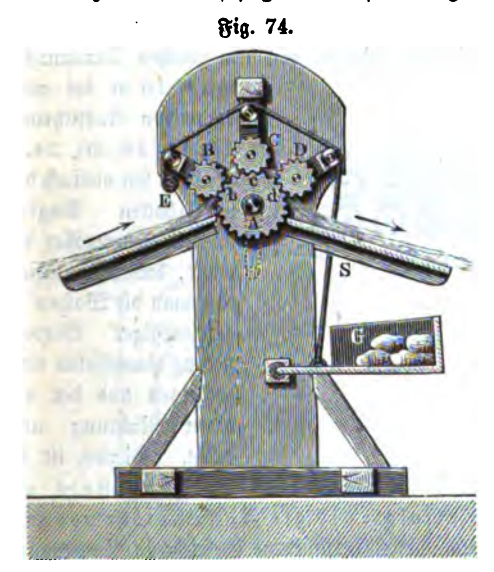


Die Art und Weise, wie dieses Zerbrechen stattfindet, ergiebt sich aus der Figur, worin der zwischen die Walzen geführte Strohhalm in den beiden Punkten a und b gestützt und zwischen beiden in c belastet erscheint, so daß ein Einknicken desselben an diesen drei Punkten eintreten muß. Damit diese Wirkung möglich sei, müssen die beiden Walzen gleiche Theilung, d. h. gleiche Entfernung der Rippen von einander haben, und die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen muß ebenfalls die gleiche sein, d. h. ihre Umdrehungszahlen müssen sich umgekehrt wie die Zahlen ihrer Rippen verhalten, ähnlich wie es bei Zahnrädern der Fall ist. Es würde zwar möglich sein, zu diesem Zwecke nur die eine Walze umzudrehen und die andere vermöge der in einander eingreifenden Rippen mitnehmen zu lassen, doch würde hierbei das Material einer starken Beanspruchung ausgesetzt sein, in Folge deren viele Fasern zerrissen würden. Um dies zu vermeiden, pflegt man daher immer die beiden Walzen durch Zahnräder von entsprechender Größe mit einander

zu verbinden, so daß die Mitnahme der einen Walze nicht durch die Rippen, sondern durch die Zahnräder zu erfolgen hat. Es ist ferner zur Schonung des Materials erforderlich, daß zwischen den Walzen ein genügender Zwischenraum zum Durchgang des Strohes verbleibt, weswegen man die Lager der einen Walze immer zum Ausweichen befähigen muß. Man erzeugt den zum Brechen erforderlichen Druck zwischen den Walzen entweder durch Federn oder auch durch Gewichte, welche letztere Anordnung hier wegen der immer nur geringen Umfangsgeschwindigkeit unbedenklich ist.

Es ist fast immer ein mehrmaliges Brechen der Stengel erforderlich, um die zu der darauf folgenden Absonderung der Holztheile genügende Zerkleinerung herbeizuführen.

Fig. 74.

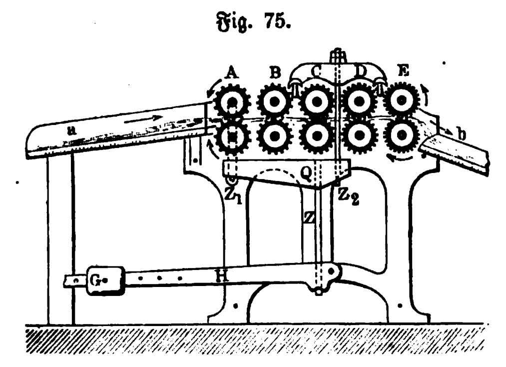


Dieses wiederholte Brechen wird aber meistens in derselben Maschine bei einem einmaligen Durchgange erzielt, und man hat zu diesem Behufe den zum Brechen dienenden Maschinen verschiedene Einrichtungen gegeben. Bei den einfachsten für Handbetrieb eingerichteten Maschinen dieser Art bringt man über einer größeren Mittelwalze *A*, Fig. 74, mehrere kleinere Walzen *B*, *C* und *D* an, so daß das in der Richtung der Pfeile hindurchgeführte Stroh bei *b*, *c* und *d* einem wiederholten Brechen ausgesetzt ist. Die Belastung der oberen Walzen wird bei dieser Maschine durch ein Gewicht *G* hervorgebracht, welches in ersichtlicher Art die über die Lager der Walzen geführte und bei *E* befestigte Schnur *S* anspannt. Da die Größe der entstehenden Bruchstücke von der Entfernung der Rippen oder der Theilung der Walzen abhängt, und diese letztere bei der betrachteten Maschine bei allen Walzen dieselbe sein muß, so läßt sich von dieser Anordnung nicht die günstigste Wirkung versprechen, insofern die bei dem ersten Angriffe in *b* gebildeten Bruchstücke zwischen den folgenden Walzen bei *c* und *d* im Allgemeinen eine weitere Zerkleinerung nicht mehr erfahren werden.

Aus diesem Grunde hat man meistens den wiederholten Angriff zwischen mehreren einzelnen Walzenpaaren, Fig. 75 (a. f. S.), vorgenommen, welche

von A nach E hin allmälig feinere Theilung der Riffelung erhalten. Es wird hierdurch eine viel weiter gehende Zerkleinerung bewirkt, indem die von dem ersten Walzenpaare gebildeten Bruchstücke zu lang sind, um unverändert zwischen den nächsten Paaren hindurchgehen zu können. Die Geschwindigkeit im Umfange muß hierbei für alle Walzenpaare von genau gleicher Größe sein, weil ein Zerreißen der Fasern die Folge sein müßte, wenn die Geschwindigkeit nach vorn, d. h. nach der Richtung der Bewegung hin, zunähme, während eine langsamere Bewegung der vorderen Paare ein Anstauen des Materials bewirken würde. Die Belastung der oberen Walzen durch die beiderseits angeordneten Gewichte G, die Hebel H, Zugstangen Z, Querstege Q und Zughaken Z_1 und Z_2 ist aus der Figur ersichtlich. Die Zahl der Rippen beträgt bei den verschiedenen Walzen von dem gleichen Durchmesser von 0,16 m bei einer derartigen Ausführung 14, 16, 18, 20, 24.

Fig. 75.



Man hat vielfach den wiederholten Angriff noch in anderer Art bewirkt, dadurch nämlich, daß man die Walzen in regelmäßiger Wiederholung abwechselnd nach der einen und der anderen Richtung umdreht. Hierbei ist die Anordnung so zu treffen, daß die Vorwärtsbewegung stets um einen größeren Betrag erfolgt, als die Rückwärtsbewegung. Zu diesem Zwecke hat man mancherlei verschiedene Getriebe in Anwendung gebracht, welche man wohl mit dem Namen der Pilgerschrittgetriebe belegt hat, indem man die gedachte, abwechselnd vorwärts und rückwärts gerichtete Bewegung als Pilgerschrittbewegung bezeichnet. Eine in dieser Art wirkende Maschine ist die von Collyer[1]) auf der Wiener Weltausstellung 1873 ausgestellte Flachsbrechmaschine, Fig. 76. Hier erhält die mittlere Riffelwalze A von der Handkurbel H der Welle B durch Vermittelung der beiden Zahnräder a und b eine langsame Bewegung vorwärts, d. h. in der Richtung des Pfeiles, wodurch das auf dem Zuführbrette E vorgelegte Flachsstroh eingezogen wird. Das Brechen der Stengel bewirken dabei die beiden mit Federn angepreßten Riffelwalzen D in gewöhnlicher Weise. Diese beiden Walzen D sind nicht in dem festen Gestelle,

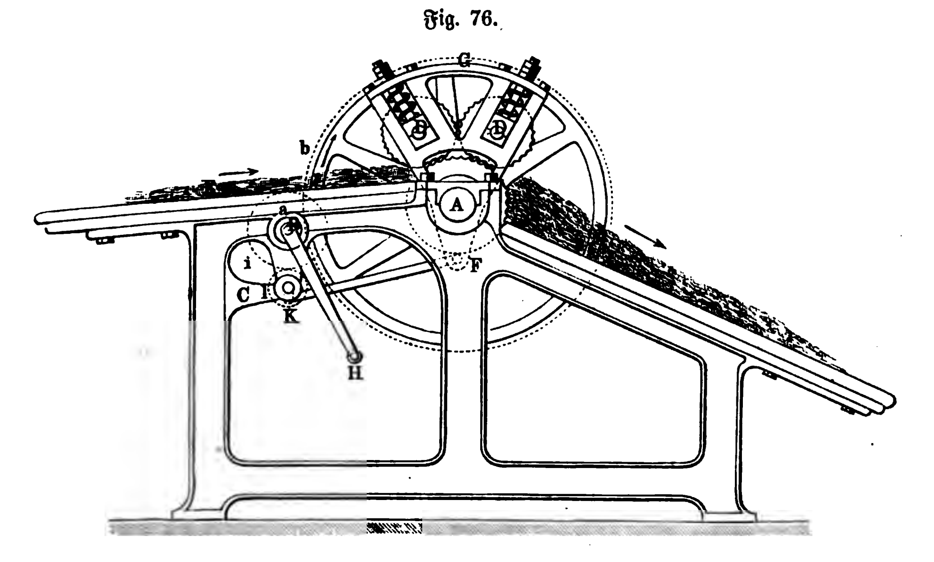
---

Zeitschr. deutsch. Ing. 1874.

sondern in einem um die Axe A lose drehbaren Rahmen oder Bügel GF angebracht, welchem Rahmen eine um A schwingende Bewegung durch die Lenkerstange KF einer kleinen Kurbel K ertheilt wird, die ihre schnelle Drehung von der Welle B vermittelst der beiden Zahnräder i und l erhält. In Folge dieser Anordnung wird das zu brechende Flachsstroh mit einer bestimmten Geschwindigkeit gleichmäßig eingezogen, während die beiden oberen Walzen D über demselben hin- und hergerollt werden und hierbei ein wiederholtes Brechen der Stengel bewirken.

Um die Wirkungsweise dieser Anordnung näher zu untersuchen, sei mit φ der Winkel bezeichnet, um welchen die Schwingung des Rahmens GF

Fig. 76.



geschieht, und es bedeute α den Winkel, um welchen die mittlere Walze A in derjenigen Zeit umgedreht wird, während welcher dem Rahmen eine einfache Schwingung ertheilt wird. Wenn dann noch R den Halbmesser der mittleren Walze A vorstellt, so ist die Länge des durch die Walzen eingezogenen Strohes während einer einfachen Schwingung des Rahmens zu $R\alpha$ anzunehmen. Während einer solchen einfachen Schwingung des Rahmens hat sich jede der in demselben befindlichen Oberwalzen um einen bestimmten Bogen um die eigene Axe gedreht, und die Länge dieses Bogens giebt diejenige Strohlänge an, über welcher das Fortrollen der Oberwalzen oder das Brechen stattgefunden hat. Diese Drehung um die eigene Axe, welche einer Oberwalze während einer einfachen Schwingung des Rahmens ertheilt wird, ist verschieden, je nachdem die gedachte Schwingung im Sinne

der fortschreitenden Bewegung des Strohes, also im Sinne der Pfeile oder entgegengesetzt dazu, erfolgt. Für den letzteren Fall des Rückwärtsschwingens beziffert sich die Drehung einer Oberwalze in ihrem Umfange zu $R(\varphi + \alpha)$, und zwar erfolgt die Drehung um diesen Winkel in dem linksläufigen Sinne entgegengesetzt der Uhrzeigerbewegung. Da während dieser Bewegung, wie bemerkt worden, nur eine Länge des Strohes gleich $R\alpha$ eingegangen ist, so entspricht dem Rückwärtsschwingen des Rahmens ein $\frac{\varphi + \alpha}{\alpha}$-maliges Ueberrollen der Oberwalzen. Wenn der Rahmen dagegen in der Pfeilrichtung vorwärts schwingt, so erfolgt hierbei eine Drehung der Oberwalzen in dem Betrage $R(\varphi - \alpha)$. Diese Drehung hat den Sinn der Uhrzeigerbewegung, wenn $\varphi > \alpha$ ist, und es entspricht daher der Vorwärtsschwingung des Rahmens ein $\frac{\varphi - \alpha}{\alpha}$-maliges Ueberrollen des Strohes. Das arithmetische Mittel von $\frac{\varphi + \alpha}{\alpha}$ und $\frac{\varphi - \alpha}{\alpha}$ ist $\frac{\varphi}{\alpha}$, so daß durch das Verhältniß der Winkel φ und α die Anzahl der Angriffe gegeben ist, denen das Stroh durchschnittlich unterworfen wird. Durch die schematische Zeichnung Fig. 77 ist die Wirkungsweise der Maschine für ein Verhältniß der Winkel $\varphi = 5\alpha$ verdeutlicht. Man ersieht daraus, daß bei diesem Verhältnisse, wobei die rückläufigen Strecken *ab*, *cd*, *ef*, *gh* sich über den Winkel 6α und die vorwärts gerichteten Strecken *bc*, *de*, *fg* sich über 4α ausdehnen, überall ein fünfmaliges Ueberrollen des Strohes erzielt wird.

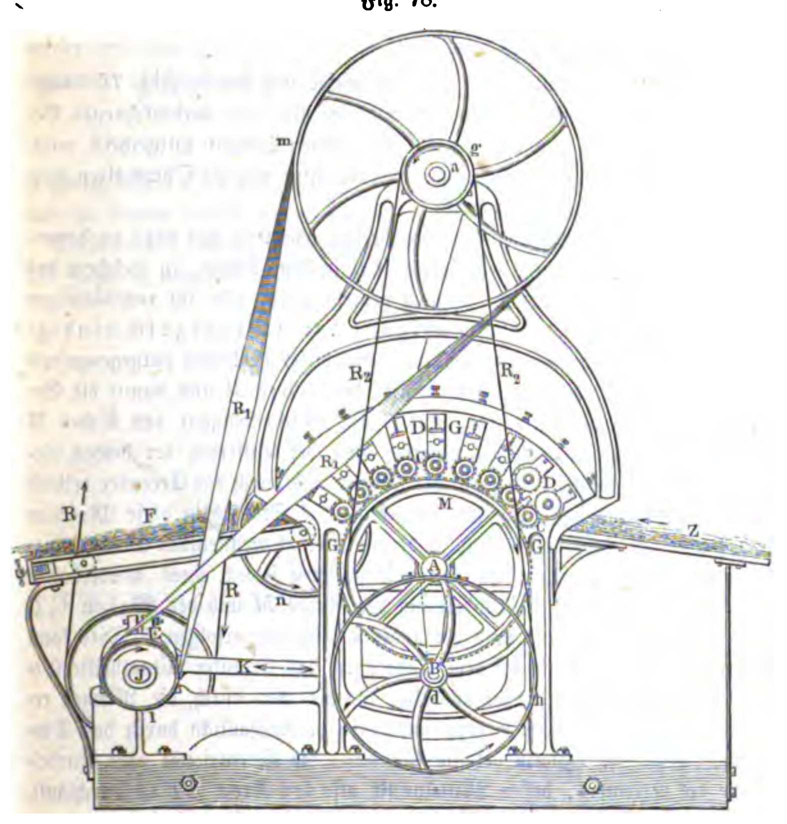
Fig. 77.

Von den sonst zu gleichem Zwecke angewandten Anordnungen möge noch die von Narbuth[1]) für Hanfbrechmaschinen angegebene angeführt werden. In Fig. 78 ist eine Maschine dieses Systems dargestellt, woraus man zunächst neun Paar Walzen C, D erkennt, welche concentrisch zu der Axe A in dem Gestell G so gelagert sind, daß die oberen Walzen D in radialer Richtung verstellbar sind. Diese Walzen sind in gewöhnlicher Art mit Riffeln

[1]) S. d. Artikel: „Aus der Maschinenhalle der Wiener Weltausstellung“ in Zeitschr. deutsch. Ing. 1874.

versehen, und es stehen die Unterwalzen mit ihren Oberwalzen durch je zwei Zahnräder von gleicher Größe in Verbindung. Die Zahnräder aller unteren Walzen empfangen ihre Umdrehung durch ein auf der Axe *A* angebrachtes größeres Zahnrad *M*, durch dessen Umdrehung in dem Sinne des Pfeiles die Riffelwalzen sämmtlich eine solche Bewegung empfangen, wie sie zum Einziehen und Durchführen des bei *Z* vorgelegten Hanfstrohes erfor-

Fig. 78.



derlich ist. Dasselbe verläßt die Maschine im gebrochenen Zustande bei *F*, von wo es durch ein endloses Abführtuch entfernt wird. Die Pilgerschrittbewegung wird hier in der Weise erzeugt, daß dem mittleren Zahnrade *M* außer seiner langsamen gleichmäßigen Umdrehung noch eine pendelnde Bewegung vermöge des auf seiner Axe befindlichen Hebels *AB* ertheilt wird, welcher Hebel zu diesem Zwecke von der Stange *K* eines auf der Welle *J* sitzenden Excenters *E* bewegt wird. Diese Welle *J* wird direct von der

zugehörigen Locomobile oder Transmissionswelle durch den Riemen R angetrieben, und überträgt ihre Bewegung vermittelst der beiden Riemen R_1 und R_2 auf eine im Endpunkte des gedachten Hebels AB angebrachte Axe B, welche mit einem kleinen Zahngetriebe das zur Umdrehung der Brechwalzen dienende Zahnrad M in die gedachte langsame Bewegung versetzt. Diese Anordnung gestattet der Axe B die durch das Excenter ihr mitgetheilte seitliche Bewegung, ohne daß dadurch die Spannungen in dem Riemen R_2 wesentlich verändert werden, da die Seitenbewegung nur gering im Vergleiche mit dem Axenabstande OB ist.

Der wesentlichste Unterschied zwischen dieser und der in Fig. 76 dargestellten Anordnung besteht darin, daß hier die hin- und wiederkehrende Bewegung ebenso wohl den unteren wie den oberen Walzen mitgetheilt wird, während bei der in Fig. 76 gezeichneten Maschine nur die Oberwalzen diese wiederkehrende Bewegung erhalten.

Um die Wirkungsweise dieses Getriebes zu erläutern, hat man zu bemerken, daß eine Schwingung des Hebels AB in dem Sinne, in welchem das Rad M durch die Riemenübertragung gedreht wird, also im rechtsläufigen Sinne des Pfeiles, eine Beschleunigung der Einzugsgeschwindigkeit des Strohes hervorruft, während eine dieser Richtung entgegengesetzte Schwingung die Umfangsgeschwindigkeit des Rades M und damit die Geschwindigkeit der Walzen verlangsamt. Die Geschwindigkeit des Rades M ist dem entsprechend gleich der Summe oder der Differenz der beiden Geschwindigkeiten, welche ihm durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Hieraus folgt, daß die Einziehung des Strohes in diese Maschine keineswegs mit unveränderlicher, sondern mit einer wechselnden Geschwindigkeit erfolgt, und es muß, um den beabsichtigten Zweck eines wiederholten Brechens zu erreichen, die Umdrehung des Rades M und der Walzen C, D bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung erfolgen. Dies kann nur erzielt werden, wenn die dem Rade durch das Excenter mitgetheilte Geschwindigkeit zeitweilig größer ausfällt, als die ihm durch die Riemen ertheilte. Die Verhältnisse werden am besten veranschaulicht durch das Diagramm, Fig. 79. Hierin bedeute $CE = e$ die Excentricität oder Kurbellänge des Excenters, dessen Mittelpunkt also den Kreis EFG durchläuft, und es möge $CA = v_e$ die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelwarze oder des Excentermittels vorstellen. Mit dieser selbigen Geschwindigkeit v_e bewegt sich auch die Excenterstange K in derjenigen Lage, in welcher sie senkrecht auf dem Kurbelarme steht, wofür hier die verticale Stellung der Kurbel CF angenommen werden kann, da die Länge der Excenterstange sehr groß im Verhältniß zur Excentricität ist. Unter dieser Voraussetzung ist die Geschwindigkeit der Stange in horizontaler Richtung für irgend eine Kurbelstellung CB, welche um den Winkel $BCA = \alpha$ von der wagerechten Rich-

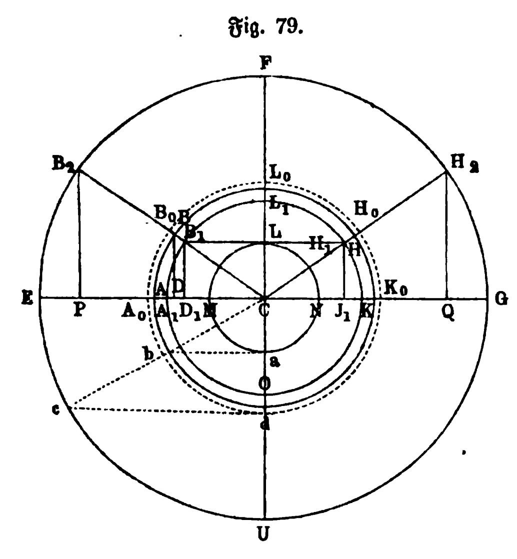
tung abweicht, durch $BD = v_e \sin \alpha$ gegeben, und es stellen nach den bekannten Eigenschaften des Kurbelgetriebes, s. Th. III, 1, die Ordinaten wie BD des mit $v_e = CA$ um C beschriebenen Kreises $ABHK$ für die zugehörigen Kurbelstellungen die Geschwindigkeiten vor, mit denen die Excenterstange das Ende des Hebels AB in Fig. 78 bewegt. Die vermöge dieser Bewegung dem Zahnrade M ertheilte Geschwindigkeit des Theilkreises ist natürlich stets in dem Verhältnisse $\frac{r}{l}$ kleiner, wenn r den Theilkreishalbmesser desselben und l die Länge des Hebels AB bedeutet. Zeichnet man daher den Kreis mit dem Halbmesser

$$CA_1 = \frac{r}{l} v_e = \frac{r}{l} CA,$$

so geben dessen Ordinaten wie $B_1 D_1$ für jede Kurbelstellung die dem Zahnrade in seinem Theilkreise durch das Excenter mitgetheilte Geschwindigkeit an.

Stellt nun $CM = v_r$ diejenige gleichmäßige Geschwindigkeit vor, welche das Zahnrad vermöge der Riemen- und Räderübertragung in seinem Theilkreise erhält, so geben die beiden Schnittpunkte B_1 und H_1 diejenigen Stellungen CB_2 und CH_2 des Excenters an, für welche die beiden Geschwindigkeiten gleich groß sind, die dem Zahnrade durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Demgemäß muß in diesen Punkten ein Wechseln der Bewegung des Rades erfolgen, so zwar, daß eine Umdrehung des Rades in dem rechtsläufigen Sinne, wie sie zur Einziehung des Strohes nöthig ist, während derjenigen Zeit erfolgt, während welcher das Excentermittel den Bogen EB_2 durchläuft, und daß für den durch den Bogen B_2FH_2 dargestellten Weg eine rückläufige Bewegung sich einstellt. Würde die Geschwindigkeit v_r der dem Rade durch die Riemen ertheilten Bewegung dem Betrage $CA_1 = CL_1 = \frac{r}{l} v_e$ der durch das Excenter

Fig. 79.



mitgetheilten größten Geschwindigkeit CL_1 gerade gleich sein, so würde eine rückläufige Bewegung sich gar nicht einstellen, es würde in solchem Falle die Geschwindigkeit der Vorwärtsbewegung in der Stellung CF des Excenters gerade bis auf den Werth Null ermäßigt werden.

Man kann auch aus der Fig. 79 die Wege erkennen, welche den einzelnen Perioden der Bewegung entsprechen. Die Zeit, welche das Excenter zu einer ganzen Umdrehung durchgebraucht, bestimmt sich den gewählten Bezeichnungen zufolge zu $t = \frac{2\pi e}{v_e}$, in welcher Zeit der von dem Radumfange in Folge der Geschwindigkeit v_r zurückgelegte Weg zu

$$t v_r = 2\pi e \frac{v_r}{v_e}$$

sich bestimmt. Dieser Ausdruck stellt den Umfang eines Kreises dar, dessen Halbmesser $e\frac{v_r}{v_e}$ in der Figur wie folgt zu bestimmen ist. Wenn man die wagerechte Tangente ab an den Kreis MLN zieht und nach dem Schnittpunkte dieser Tangente mit dem Kreise AB den Halbmesser Cbc legt, so ist die senkrechte Projection Cd dieses Halbmessers

$$Cd = Cc\frac{Ca}{Cb} = e\frac{v_r}{v_e}.$$

Der mit diesem Halbmesser gezeichnete punktirte Kreis bedeutet daher die von dem Radumfange während einer ganzen Drehung des Excenters durchlaufene Weglänge. Demgemäß ist der Vorgang folgender: Während das Excenter den Bogen AB durchläuft, bewegen sich die Umfänge des Zahnrades und der Brechwalzen mit einer Geschwindigkeit vorwärts, welche von dem Werthe v_r im todten Punkte A allmälig auf Null in B herabgeht. Die Länge des während dieser Zeit von den Walzen eingezogenen Strohes bestimmt sich zu $\widehat{A_0B_0} - \frac{r}{l}EP$. Von der Stellung des Excenters in CB aus nehmen die Walzen eine rückläufige Bewegung an, deren Geschwindigkeit von Null in B bis zu dem Werthe LL_1 in CF steigt, um dann wieder bis auf Null in CH herabzugehen. Die Länge des während dieser Bewegung zurückbeförderten Strohes bestimmt sich zu $\frac{r}{l}PQ - B_0L_0H_0$. Bei der weiteren Umdrehung stellt sich wieder eine vorwärts gerichtete Bewegung ein, und zwar findet eine solche während der Drehung durch den ganzen Rest des Kurbelkreises H_2GUE hindurch statt. Die Geschwindigkeit erhebt sich hierbei von Null in CH auf den Betrag v_r im todten Punkte G und steigt dann weiter auf LO in der Stellung CU, um von dem größten Werthe daselbst wieder auf v_r im todten Punkte E herabzugehen. Von da an wiederholen sich die Vorgänge in derselben Weise. Die Länge des

eingezogenen Strohes bestimmt sich für die Drehung $H_2 G$ zu $\widehat{H_0 K_0} - \frac{r}{l} Q G$ und für die halbe Umdrehung $G U E$ zu $K_0 d A_0 + \frac{r}{l} G E$. Im Ganzen ist daher während der gedachten Umdrehung des Excenters eine Länge Material gleich

$$2\pi . C A_0 - \frac{r}{l}\left(EP + PQ + QG - GE\right) = 2\pi e \frac{v_r}{v_e} = t v_r$$

eingezogen, welche also von dem Vorhandensein des Excenters gar nicht abhängig ist. Man kann nach dieser Figur die Verhältnisse so feststellen, wie die in jedem Falle beabsichtigte Wirkung erfordert, auch läßt sich der Vorgang in gleicher Art, wie in Fig. 77 für die Collyer'sche Maschine geschehen, durch eine schematische Skizze erläutern. In ähnlicher Art sind die Verhältnisse bei anderen zur Erzielung der Pilgerschrittbewegung dienenden Getrieben zu untersuchen.

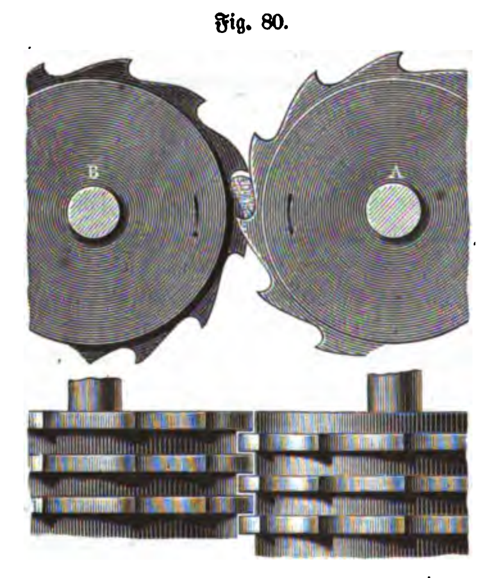
Walzen mit Scherwirkung. Wenn man die mit einander arbeitenden Walzen auf ihren Oberflächen mit scharfkantigen, ringsum laufenden Nuthen versieht, derartig, daß die dadurch entstehenden ringförmigen Rippen der einen Walze genau in die Zwischenräume der anderen eingreifen, so wird ein zwischen die Walzen gelangender Körper in einzelne Stücke zerschnitten, deren Größe von der Weite der Nuthen abhängt. Die rein scherende Wirkung findet dabei nur so lange statt, als die Rippen hinreichend scharfe Ränder beibehalten und genau in die gegenüberstehenden Zwischenräume hineinpassen, wogegen die Scherwirkung um so unvollkommener auftritt und mehr in ein Einkneifen und Quetschen des Materials übergeht, je mehr die Kanten der Rippen durch den Gebrauch abgerundet werden und der Zwischenraum sich vergrößert. Man hat derartige Maschinen zum wirklichen Zerschneiden gewisser Gegenstände in Stücke von ganz bestimmter Form in einzelnen Fällen auch zur Verwendung gebracht, z. B. zerschneidet man in der gedachten Weise breite Bandeisen in schmalere Streifen oder erzeugt aus gewalzten Gummiplatten die bekannten elastischen Fäden von quadratischem Querschnitte. Diese Maschinen gehören aber nicht in die Classe der eigentlichen Zerkleinerungsmaschinen, sondern in diejenige der Maschinen zur Zertheilung der Körper und sollen an der zugehörigen Stelle besprochen werden. Auch bei der Fabrikation der Graupen sind solche Maschinen in Verwendung gebracht, um die Getreidekörner in kleinere Stücke zu zertheilen, welche die einzelnen Graupenkörner liefern sollen; ebenso hat man zur Zerkleinerung von Knochen solche Walzen in Anwendung gebracht. In diesem letzteren Falle ist in der Regel auf eine rein scherende Wirkung nur während ganz kurzer Zeit zu rechnen, da die Ränder schnell ihre Schärfe verlieren, welche ihnen im Allgemeinen nicht wieder-

§. 30.

gegeben werden kann, wie dies bei den oben gedachten Schneidwerken für Eisen der Fall ist, bei denen die Walzen aus einzelnen Stahlscheiben zusammengesetzt sind, die ein Nachschleifen ermöglichen.

Wenn die zu zerkleinernden Stoffe in dickeren Stücken auftreten, wie z. B. die Knochen, so würden glatte Walzen zum sicheren Einziehen des Materials meist beträchtlichere Durchmesser erfordern; um solche zu vermeiden, werden oft die hervorragenden Ränder mit regelmäßigen Einschnitten versehen, so daß einzelne Zähne entstehen, welche das Material sicherer erfassen. Die zerkleinernde Wirkung wird in diesem Falle wesentlich erhöht, wenn man den Walzen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten giebt und dabei die Form der Zähne so wählt, daß die langsamer bewegte Walze *A* in Fig. 80 die Gegenstände zurückhält, damit dieselben von den Zähnen der schneller gehenden Walze *B* ergriffen und zertheilt werden können. Sind hierbei die Gegenstände dicker als die Weite der Nuthen, so reißen die Zähne wohl auch einzelne Stücke aus den zurückgehaltenen Materialien heraus, so daß die Wirkung eine gewisse Aehnlichkeit mit denjenigen von Raspeln erhält. So ist die Knochenzerkleinerungsmaschine von Anderson[1]) ausgeführt; dieselbe enthält drei Paare solcher Walzen über einander, welchen das Material nach einander zufällt, und zwar sind die Zwischenräume zwischen den Scheiben jedes folgenden Walzenpaares kleiner als die des vorhergehenden; es verhalten sich nämlich die Dicken der Scheiben oder Breiten der Nuthen von oben nach unten wie 30 : 24 : 12. Die Geschwindigkeiten von zwei zusammenarbeitenden Walzen stehen im Verhältniß 4 : 3.

Fig. 80.



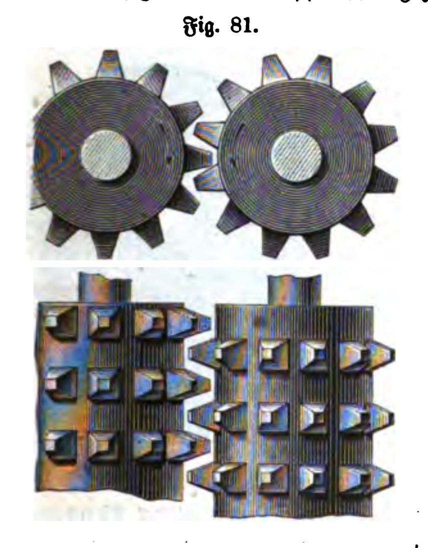
Bei den erwähnten Schneidwerken, welche eine rein scherende Wirkung erzielen sollen, würde eine Verschiedenheit der Geschwindigkeiten nur schädlich sein, indem sie unnöthige Reibungsarbeit und einen schnellen Verschleiß

[1]) Dingler, Pol. Journ. 1831, Bd. 39.

der schneidenden Scheiben im Gefolge haben müßte. Es mag indessen schon hier erwähnt werden, daß in gewissen Fällen auch bei schneidend wirkenden Werkzeugen eine relative Verschiebung der Schneiden gegen einander von der größten Bedeutung ist, wovon an der betreffenden Stelle besonders gesprochen wird.

Wenn man zwei in vorgedachter Art mit Ringnuthen von großer Tiefe versehene Walzen gleichzeitig noch mit Vertiefungen nach der Längsrichtung versehen denkt, so erlangt man ein Bild von den mit einzelnen Zähnen besetzten Walzen, Fig. 81, wie sie beispielsweise als Kuchenbrecher in Oelmühlen zum Vorbrechen der Preßkuchen Anwendung finden, die zum Zwecke einer sogenannten Nachpressung zerkleinert werden müssen. Wegen der verhältnißmäßig großen Entfernung der einzelnen Zähne von einander können solche Maschinen nur eine Zerkleinerung in grobe Bruchstücke bewirken, also nur zum Vorarbeiten anderer Maschinen dienen, und wegen der geringen Widerstandsfähigkeit der weit hervorstehenden, dem Abbrechen leicht unterworfenen Zähne kann auf ihnen nur ein leicht zerbröckelndes Material von geringer Festigkeit zerkleinert werden. Für solche leicht zerbrechliche Gegenstände, besonders wenn dieselben in größeren plattenförmigen Stücken vorkommen, wie dies bei den gedachten Preßkuchen der Fall ist, sind diese Walzen zweckmäßig; ihre Wirkungsweise ist weniger eine scherende als vielmehr eine brechende und zerdrückende, indem die einzelnen Zähne Stücke aus der Masse ausbrechen und bei dem Eingehen dieser Stücke ein Zerdrücken derselben zwischen den Walzen und Seitenflächen der Zähne stattfindet.

Fig. 81.

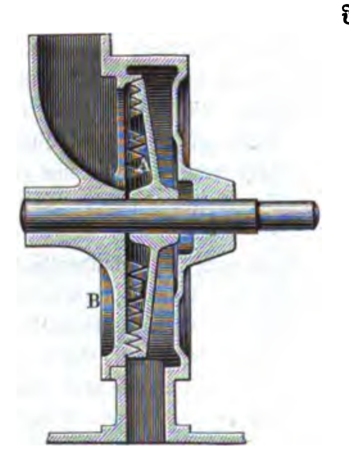


Man hat auch derartige Zähne von pyramidenförmig zugespitzter Gestalt auf ebenen Scheiben angebracht, von denen die eine schnell um ihre Axe gedreht wird, während die andere von jener in geringem Abstande befindliche feststeht. Da die Hervorragungen der beweglichen Scheibe A, Fig. 82 (a. f. S.), in die Vertiefungen zwischen den Zähnen der festen Scheibe B eintreten, so wird bei der gedachten Umdrehung der Scheibe A das zwischen diese Zähne gelangte Material einer Zerkleinerung ausgesetzt sein, welche

durch ein um so vollkommeneres Abscheren bewirkt wird, je dichter die Zähne an einander vorübergehen. Hierbei gestattet die abgeschrägte Gestalt der Zähne, durch Annäherung der Scheiben den Zwischenraum zwischen den Zähnen stets wieder auf das gewünschte Maß herabzuziehen, wenn derselbe durch den Gebrauch sich vergrößert hat. Diese von Anduze[1]) angegebene Maschine arbeitet mit einer Scheibe von 1 m Durchmesser, welche in der Minute etwa 800 bis 1000 Umdrehungen macht.

Hierher gehört auch die mit dem Namen Excelsior-Mühle[2]) belegte Maschine von Gruson, wie sie durch Fig. 83 dargestellt ist. Daraus erkennt man die auf der Axe befindliche Scheibe S, während b den an dem Gehäuse festen Ring vorstellt. Dieser Ring ebenso wie der an der

Fig. 82.





Scheibe S angebrachte a sind beiderseits mit Erhöhungen von der Form abgestumpfter Pyramiden versehen, so daß nach eingetretener Abnutzung der Zähne auf der einen Seite durch Umkehren der Ringe die andere Seite in Gebrauch genommen werden kann. Die Verstellung der Scheiben gegen einander geschieht durch eine Verschiebung der Axe, zu welchem Zwecke der um C drehbare Sattel oder Bügel angeordnet ist. Dieser mit drei Armen d, b_1 und b_2 versehene Hebel greift bei d die Axe an, so daß derselben eine zum Nähern der Mahlscheiben erforderliche Verschiebung von links nach rechts ertheilt wird, sobald durch die Schraube D der Arm b_2 gehoben wird; die Feder F sucht die Scheiben stetig aus einander zu halten. Diese Mühle wird mit verschieden großen Scheiben, deren Durchmesser zwischen 8 und 60 cm schwanken, ausgeführt, die durchschnittliche Umdrehungszahl wird zu

[1]) Publ. industr. 1877, p. 390; 1881, p. 58.

[2]) D. R.-P. Nr. 14965. Zeitschr. deutsch. Ing. 1886, S. 338.

300 pro Minute angegeben. Die Maschine wird für die verschiedensten Materialien empfohlen; Verwendung wird sie wohl hauptsächlich zum Vorarbeiten finden, da eine weitgehende Zerkleinerung von den wirkenden Theilen nicht zu erwarten ist.

Es möge hier noch einer Maschine zum Vorbrechen gedacht werden, welche hauptsächlich zum Zerkleinern von Gyps in Anwendung gekommen ist, und bei welcher die Zerkleinerung ebenfalls in der Hauptsache auf ein mehr oder minder vollkommenes Abscheren hinauskommt. Diese unter dem Namen der Evans'schen Brechmühle[1]) bekannte Maschine besteht nach Fig. 84

Fig. 84.



Fig. 85.

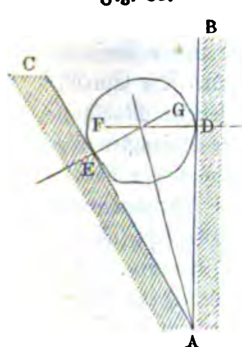
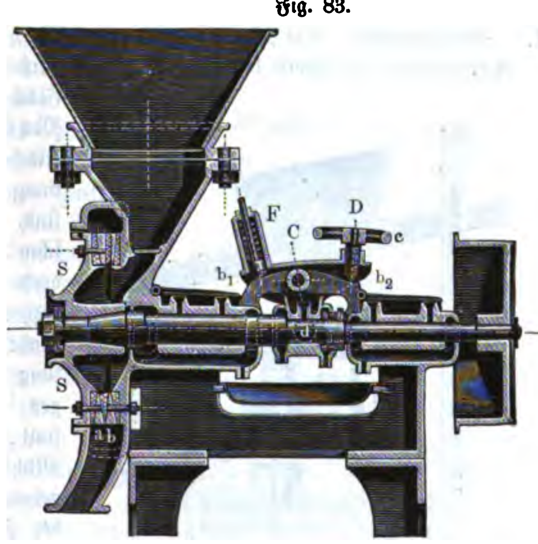


Fig. 83.



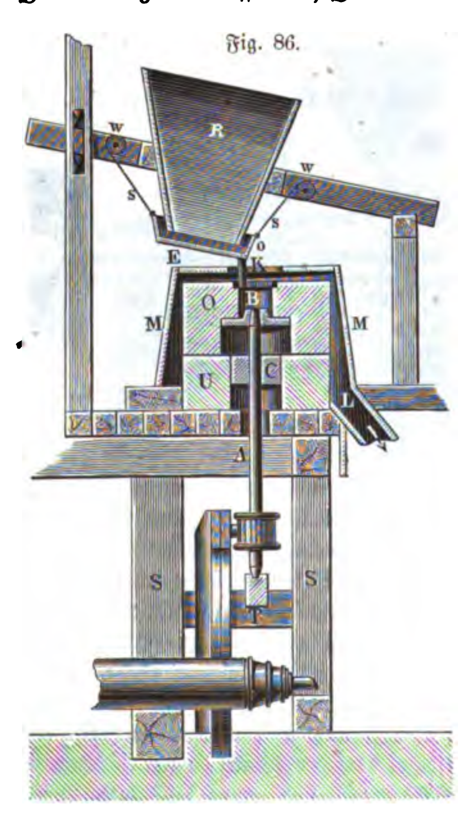
im Wesentlichen aus einer starken Schraube *S*, welche aus einem kräftigen Flacheisen durch Verwindung desselben hergestellt worden ist, und die sich in einem trogähnlichen Behälter *B* umdreht, dessen Boden durch die halbkreisförmig gebogenen Roststäbe *C* gebildet wird. Das von oben einfallende Material wird bei der Umdrehung der Schraube von deren Gängen erfaßt und zur Seite gedrückt, wobei die zwischen die Roststäbe gelangten Theile von den Materialstücken abgeschert werden und nach unten abfallen können. Damit die gedachte Wirkung erzielt werde, und nicht statt ihrer ein einfaches seitliches Verschieben der Massen erfolge, darf der Winkel, unter welchem die Schraubengänge gegen die Roststäbe geneigt sind, einen bestimmten Werth nicht übersteigen, welcher sich aus Fig. 85 leicht ergiebt. Stellt nämlich

[1]) Dingl. pol. Journ. 1823.

hierin AB die Richtung eines Roststabes und AC diejenige des über diesen Stab hinstreifenden Schraubenganges vor, so wird ein zwischen diese Theile gelangter Körper K in D und E gewissen Einwirkungen ausgesetzt sein, welche von den Senkrechten DF und EG daselbst höchstens um den Betrag des zugehörigen Reibungswinkels ρ zwischen Material und Roststab oder Schraube abweichen darf, wenn ein Gleiten des Materials vermieden werden soll. Zieht man daher die gerade Verbindungslinie DE, so muß jeder der beiden Winkel FDE und GED kleiner sein, als der Reibungswinkel ρ, d. h. es muß der Winkel BAC noch kleiner sein als 2ρ.

§. 31. **Mahlgänge.** Die Mahlgänge oder Mahlmühlen bewirken die Zerkleinerung der Stoffe durch Zerreiben derselben zwischen den rauhen Flächen von Steinen, den Mühlsteinen, deren ebene Flächen in geringer Entfernung von einander befindlich sind, und von denen einer eine schnelle Bewegung durch Umdrehung um seine Axe erhält, während der andere Stein in Ruhe verbleibt. Die Einrichtung eines solchen Mahlganges in seiner einfachsten Gestalt, wie er in den älteren Mühlen zur Mehlbereitung gebraucht wurde, läßt sich aus der Fig. 86 erkennen. Die stehende schmiedeiserne Spindel A trägt auf ihrem oberen Ende mittelst des eisernen Bügels, der sogenannten Haue B, den cylindrischen Oberstein O, welcher, da er die Bewegung empfängt, mit dem Namen Läufer bezeichnet wird, und dessen untere Fläche in sehr geringem Abstande über der oberen Fläche des festliegenden Bodensteines U sich bewegt. Das aus dem Behälter oder dem Rumpfe R herabfallende Getreide gelangt durch die Oeffnung in der Mitte des Läufers, das sogenannte

Fig. 86.

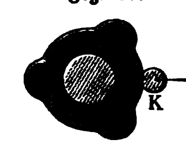


Läuferauge, zwischen die Mahlflächen der Steine und wird in Folge der Umdrehung des Läufers zwischen diesen Flächen von der Mitte nach dem äußeren Umfange bewegt, auf welchem Wege die Zerkleinerung durch Zerreiben vor sich geht. Das am ganzen Umfange zwischen den Steinen austretende zerriebene Material, dessen Verstäubung durch den die Steine umgebenden Mantel *M*, den sogenannten Umlauf oder Steinrand, verhindert wird, kann durch das Mehlloch *L* nach unten entweichen und gelangt von dem Mahlgange in diejenigen Maschinen, welche eine Sonderung der verschiedenen Bestandtheile bewirken, und deren Besprechung in einem folgenden Abschnitte vorgenommen wird. Die Mühlspindel oder das Mühleisen erhält ihre Unterstützung durch ein Spurlager, welches auf einem Stege *T* angebracht ist, der von den Säulen *S* des Mühlgerüstes getragen wird, das zur Unterstützung des Bodensteines und Rumpfes dient. Ein oberes Halslager findet das Mühleisen in einer Büchse *C*, der sogenannten Steinbüchse, welche fest in die mittlere Oeffnung des Bodensteines gekeilt ist und gleichzeitig das Durchfallen des Mahlgutes verhindert.

Die Umdrehung wird dem Mühleisen entweder durch ein darauf befindliches Zahngetriebe von der antreibenden Welle oder durch einen Riemen ertheilt, insbesondere hat sich der Riemenbetrieb bei den neueren und größeren Mühlenanlagen vielfach eingebürgert, während die älteren und kleineren Mühlen allgemein mit Rädern betrieben wurden.

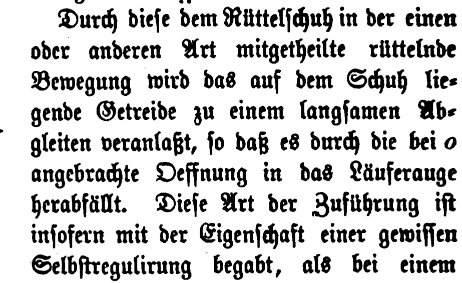
Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Rumpfe *R* zunächst nach dem sogenannten Schuh oder Rüttelschuh *E*, d. h. einem unter der Oeffnung des Rumpfes hängenden Brett mit seitlicher Einfassung, dessen Abstand von dem Rumpfe mittelst der Schnüre *s* und der kleinen Wellen *w* in geringem Maße zu verändern ist, um hierdurch eine Regulirung der Menge des zuzuführenden Getreides bewirken zu können. Der Rüttelschuh hat eine so geringe Neigung gegen den Horizont, daß in Folge derselben ein Abgleiten des auf ihn gefallenen Getreides nicht erzielt werden würde, wenn man ihm nicht gleichzeitig eine schnelle schwingende Bewegung ertheilte, deren Wirkung früher in §. 4 besprochen wurde, so daß hier auf jene Stelle verwiesen werden mag. Diese schwingende oder rüttelnde Bewegung wird dem Schuh meistens von einem daumenartigen Körper, dem Dreischlag *D*, Fig. 87, ertheilt, welcher auf einer Verlängerung des Mühleisens angebracht, an dessen Umdrehung Theil nimmt und mit seinen Hervorragungen gegen den am Schuh befindlichen Schlagstock *K* wirkt. Hierdurch wird dieser durch eine Feder beständig gegen den Dreischlag *D* gepreßte Stock *K* und damit auch der Rüttelschuh bei jeder Umdrehung des Rütteleisens dreimal zurückgeschnellt, wodurch der beabsichtigte Zweck erreicht

Fig. 87.



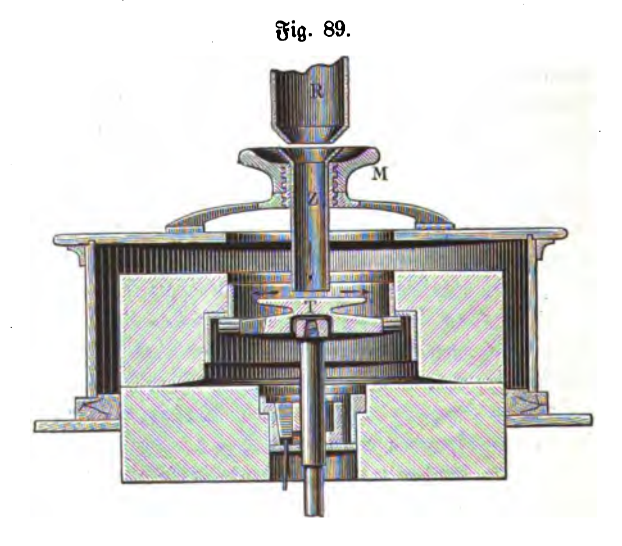
wird. Anstatt des Rütteleisens mit Dreischlag oder Vierschlag wendet man zuweilen auch einen in dem Läuferauge befestigten Schlagring J an, d. h. einen eisernen Ring, welcher nach Fig. 88 mit drei oder vier Ansätzen versehen ist, die den ebenfalls durch eine Feder dagegen gepreßten Schlagstock bei der Umdrehung des Läufers nach innen drängen.

Fig. 88.



Durch diese dem Rüttelschuh in der einen oder anderen Art mitgetheilte rüttelnde Bewegung wird das auf dem Schuh liegende Getreide zu einem langsamen Abgleiten veranlaßt, so daß es durch die bei o angebrachte Oeffnung in das Läuferauge herabfällt. Diese Art der Zuführung ist insofern mit der Eigenschaft einer gewissen Selbstregulirung begabt, als bei einem schnelleren Gange des Steines auch die Anzahl der Rüttelbewegungen und hierdurch die Menge des herabfallenden Mahlgutes vergrößert wird. Dagegen wird bei dieser Art der Zuführung durch den Rüttelschuh eine Ver-

Fig. 89.



theilung des Mahlgutes zwischen die Steine nicht erzielt, aus welchem Grunde man neuerdings vielfach eine andere Art der Speisung durch die sogenannten Centrifugalaufschütter anwendet. Ein solcher Aufschütter ist durch Fig. 89 versinnlicht. Das aus dem Rumpfe R herabfallende Getreide gelangt durch das in der Axe des Mahlganges aufgehängte Rohr Z

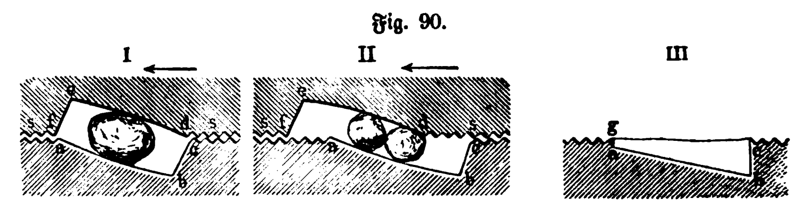
auf einen Streuteller T, welcher auf dem oberen Ende des Mühleisens angebracht, an der Umdrehung desselben Theil nimmt. Vermöge der den Körnern hierdurch mitgetheilten Fliehkraft werden dieselben gleichmäßig nach allen Seiten ausgeworfen, und da der Zwischenraum zwischen dem Streuteller T und dem unteren Rande des Zuführungsrohres Z durch eine geringe Hebung oder Senkung des letzteren in gewissem Grade verändert werden kann, so ist hierdurch die Möglichkeit einer Regulirung des dem Mahlgange zuzuführenden Mahlgutes gegeben. Um die gedachte Verstellung des Rohres Z zu bewirken, dient die Mutter M, deren Umdrehung das Rohr Z in seiner Axe verschiebt, da dieses Rohr auf seinem Umfange mit den zugehörigen Schraubengängen versehen ist und in geeigneter Art an der Drehung verhindert wird. Ein unter dem Rumpfe in dem Abfallrohre R angebrachter Schieber dient zum Absperren der Zuführung, wenn solches aus irgend einem Grunde, z. B. wegen nöthig werdenden Abhebens des Läufers, erforderlich wird.

Die hier angeführte Einrichtung der Mahlgänge, vermöge deren der obere Stein umgedreht wird, ist die gewöhnliche; doch hat man auch mehrfach die entgegengesetzte Anordnung vorgeschlagen, bei welcher der untere Stein in Bewegung gesetzt wird, während der obere undrehbar aufgehangen wird. Obwohl diese sogenannten unterläufigen Mahlgänge in Bezug auf ihre Wirkungsweise gewisse Vortheile gegenüber den gewöhnlichen oberläufigen Gängen darbieten, so ist ihre Anwendung bisher doch nur eine sehr vereinzelte geblieben; es ist sogar der Fall vorgekommen, daß man die Einrichtung unterläufiger Mahlgänge wegen nicht befriedigender Leistung wieder durch die von gewöhnlichen oberläufigen Gängen ersetzt hat. Auf die verschiedenartige Wirkung dieser beiden Arten von Mahlgängen soll im Folgenden besonders eingegangen werden. Der Vorschlag, welcher auch gemacht worden ist, beide Steine in entgegengesetzten Richtungen zu drehen, hat eine praktische Verwendung nicht finden können.

Wirkungsweise der Steine. Die Zerkleinerung findet zwischen den Steinen durch einen eigenthümlichen Vorgang statt, welcher als ein Zerreiben anzusehen ist, und von dem man sich durch Fig. 90 (a. f. S.) eine Vorstellung machen kann. Die Flächen der Steine sind niemals glatt, sondern von Natur mit einer gewissen Rauhigkeit begabt, welche künstlich dadurch erhöht wird, daß man die Oberfläche mit feinen Furchen oder Rillen, den sogenannten Sprengschlägen, versieht, wie dieselben in der Figur durch die Wellenlinien ss dargestellt sind. Außer diesen Sprengschlägen arbeitet man in die Mahlflächen noch eine Anzahl tieferer Furchen, die sogenannten Hauschläge, ein, welche über die ganze Fläche jedes Steines nach einer bestimmten Anordnung regelmäßig vertheilt werden, und welche in §. 32.

ihrer Gesammtheit den Namen der Schärfe erhalten. Die zwischen zwei solchen Hauschlägen stehen bleibenden und nur durch die feinen Sprengschläge künstlich gerauhten Theile führen den Namen Balken. Zwischen diesen sehr nahe zusammengehenden Balken findet wesentlich das Feinmahlen statt, während die Hauschläge vorzugsweise die Beförderung des Getreides von dem Läuferauge nach dem Umfange zu vermitteln haben und gleichfalls für die zur Kühlung erforderliche Luftzufuhr wirksam sind. Denkt man sich ein Getreidekorn zwischen zwei Hauschlägen befindlich, wie in Fig. I dargestellt, so wird bei einer Bewegung des oberen Steines in der Richtung des Pfeiles der Abstand zwischen den schrägen Flächen *ab* und *de* der Hauschläge kleiner, Fig. II, und das Korn erleidet dabei nicht nur einen Druck, sondern es wird gleichzeitig einer rollenden Bewegung ausgesetzt. Die Folge dieser Wirkungsweise ist im Allgemeinen eine zweifache; es wird einerseits unter dem Einflusse des Druckes ein Zerquetschen des Kornes in einzelne Theile bezw. in einen breiten Kuchen stattfinden, und andererseits werden die kleinen Hervorragungen der rauhen Steine entsprechend kleine Theilchen von

Fig. 90.



der Masse des Kornes abstoßen, worin der eigentliche Vorgang des Zerreibens besteht. In Folge der schrägen Richtung der Hauschlagsohlen gelangen die Theile des Kornes durch die wälzende Bewegung zwischen die eng an einander befindlichen Balkenflächen, zwischen denen der gedachte Vorgang des Zerreibens ganz besonders fortgesetzt wird. Aus diesen Bemerkungen erkennt man sogleich die Wichtigkeit der Rauhigkeit der Steinflächen für das Mahlverfahren, und es erklärt sich hieraus, warum die Mühlsteine vorzugsweise aus solchem Material gefertigt werden, welches seine natürliche Rauhigkeit dauernd beibehält, wie dies bei gewissen Sandsteinen, bei der Basaltlava und bei dem Süßwasserquarz der französischen Steine der Fall ist, während solche Materialien, welche durch den Gebrauch eine Politur annehmen, wie insbesondere die harten Granite, in den Mühlen nur wenig Anwendung finden. Es ist ferner ersichtlich, daß zur Beförderung des Mahlgutes aus den Hauschlägen zwischen die Balken die Hauschlagsohle *ab* nicht zu steil sein darf, und daß die von manchen Müllern beliebte Form III nicht zu empfehlen ist, da die kleine Wand *ga*, die sogenannte Federkante, der Beförderung des Mahlgutes zwischen die Balken nur hinderlich sein kann.

Der hier betrachtete Vorgang ist offenbar sehr gut geeignet, um eine solche Zerkleinerung hervorzubringen, wie sie zur Bereitung schöner Mehlsorten aus dem Getreide nothwendig ist, derart nämlich, daß die Zerkleinerung durch allmäliges Abreiben der Massentheile von der Oberfläche aus bewirkt wird. Nur hierdurch ist es möglich, die Schalen und darunter befindlichen kleberhaltigen Theile des Kornes von den inneren stärkemehlhaltigen Theilen in gehöriger Art zu trennen, wie dies zur Bereitung vorzüglicher Mehlsorten unerläßlich ist. Dieser letztere Zweck wird um so vollkommener zu erreichen sein, je weniger man das Material bei jedem Vermahlen angreift, je häufiger man also das Abmahlen des von den abgestoßenen Theilchen jedesmal durch Absieben zuvor befreiten Getreides vornimmt. Dagegen wird eine schnelle Zerkleinerung durch einmaliges Zerreiben zwischen den eng zusammengestellten Steinen niemals eine weitgehende Trennung der einzelnen Bestandtheile des Kornes und daher auch nicht die Erzeugung hochfeinen Mehles gestatten. Man unterscheidet hiernach wohl das sog. Flachmüllereiverfahren, bei welchem zur Erzeugung gewöhnlicher Mehle ein schnelles Vermahlen zwischen den dicht zusammengestellten Steinen vorgenommen wird, von dem Verfahren der Hochmüllerei, wobei durch die hoch, d. h. weit aus einander gestellten Steine das Getreide nur wenig angegriffen wird, um durch oft wiederholtes Vermahlen zwischen den allmälig enger gestellten Steinen den besagten Zweck einer weit gehenden Sonderung der Bestandtheile in viele verschiedene Mehlsorten zu erreichen. Auf die besonderen Eigenthümlichkeiten dieser beiden Mahlverfahren einzugehen, ist hier nicht der Ort, es muß dieserhalb auf die betreffenden Werke über Müllerei und Mehlbereitung[1]) verwiesen werden. Daß man den beabsichtigten Zweck der Mehlbereitung nicht durch Maschinen erreichen kann, welche mit Messern oder messerartig wirkenden schneidenden Schienen arbeiten, ist aus dem Vorstehenden gleichfalls ersichtlich; solche Maschinen würden wohl ein Zerschneiden des Kornes in kleine Stücke bewirken, eigentliches Mehl aber würde man nicht erhalten, wie solches aus einer Sonderung der einzelnen Bestandtheile allein hervorgehen kann. Daher haben denn alle die Vorschläge und Versuche, welche man gemacht hat, um die Steine durch andere Theile, z. B. gußeiserne Scheiben mit eingesetzten Stahlmessern, zu ersetzen, zu guten Ergebnissen nicht führen können.

Von der größten Bedeutung für die Wirkung der Mahlgänge ist eine gehörige Entfernung des hinreichend fein gemahlenen Stoffes und der Ersatz desselben durch neu hinzugeführtes, noch nicht zerkleinertes Gut. In den

---

[1]) Die Mehlfabrikation von Friedrich Kick. Die Mahlmühlen von Herrmann Wiebe.

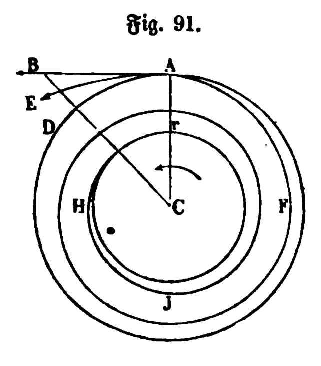
ältesten Mühlen überließ man die Abführung des Mahlgutes nach außen einfach der Fliehkraft, welche in dem durch den Stein mit herumgenommenen Getreide rege gemacht wird. Später ordnete man auf den Mahlflächen die Schärfe an, d. h. eine Anzahl von Hauschlägen solcher Gestaltung, daß durch dieselben ein Ausstreifen des Getreides erzielt werden sollte. Endlich versah man die Mahlgänge mit einer Ventilation derart, daß man zwischen den Mahlflächen einen Luftstrom erregte, welcher von dem Läuferauge aus nach dem Umfange gerichtet, die Beförderung des Getreides wesentlich unterstützt. Diese verschiedenen Mittel sollen im Folgenden näher besprochen werden.

Von einer Einwirkung der Fliehkraft kann nur die Rede sein, sobald das Mahlgut an der Umdrehung des Steines sich betheiligt. Dies ist bei unterläufigen Mahlgängen bei allen auf den Bodenstein fallenden Mahlguttheilchen der Fall, soweit nicht durch den darüber in Ruhe befindlichen Stein die Mitnahme des Getreides verhindert wird. Dagegen kann bei den oberläufigen Gängen eine Bewegung des auf dem ruhenden Bodensteine befindlichen Mahlgutes nur dadurch hervorgebracht werden, daß dasselbe von dem Läufer mitgenommen wird. Insbesondere werden die Hauschläge des Läufers bei dessen Umdrehung die auf dem Bodensteine liegenden Theilchen direct mit herumführen, sofern diese Theilchen hinreichend weit hervortreten, wogegen solche Theilchen, die in den Hauschlägen des Bodensteines befindlich sind und bereits so weit zerkleinert wurden, daß sie nicht über die Mahlfläche hervorragen, von dem Läufer nicht direct bewegt werden können. Die Verschiebung dieser feinen Theilchen, auf die es eigentlich vor allen Dingen ankommen sollte, kann daher nur in indirecter Weise dadurch bewirkt werden, daß andere von dem Läufer ergriffene, noch gröbere Theile eine Verdrängung der fein gemahlenen veranlassen, sowie auch durch die Wirkung der Luft, welche von den Wänden der Hauschläge bei deren schneller Drehung wie von den Flügeln eines Ventilators nach außen getrieben wird. Hierin liegt ein gewisser Mangel der oberläufigen Gänge im Vergleiche mit den unterläufigen, bei welchen gerade die fein gemahlenen Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft nach außen geschleudert werden, während die gröberen durch den festen Oberstein daran entsprechend verhindert werden.

Um die verschiedene Wirkungsweise der beiden Anordnungen zu verstehen, möge der Weg ermittelt werden, welchen ein Mahlguttheilchen relativ gegen die Fläche des unteren Steines durchläuft. Es sei zu dem Ende A in Fig. 91 ein Theilchen, welches im Abstande $AC = r$ von der Mitte auf der ruhenden Fläche des Bodensteines eines oberläufigen Mahlganges ruht, und von dem darüber beweglichen Läufer mit einer Geschwindigkeit v im Kreise herumgeführt wird. Hätte man es mit vollkommen glatten Flächen zu thun, so würde das Theilchen in dem Punkte A mit der erlangten Geschwin-

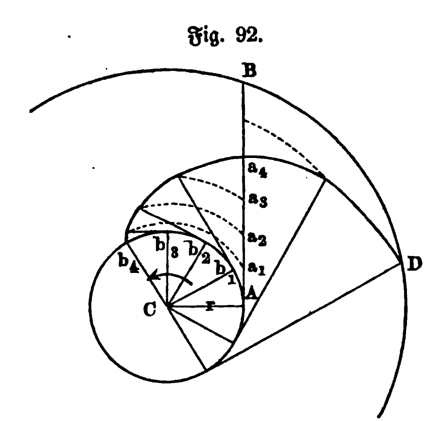
digkeit v tangential an den Kreis durch A in der Richtung AB sich fortbewegen; sollte dagegen das Theilchen in dem Kreise durch A verbleiben, so müßte auf dasselbe eine radial einwärts gerichtete Centripetalkraft wirksam sein, welche sich für das Theilchen von dem Gewichte G bekanntlich durch $C = G \frac{v^2}{rg}$ ausdrückt. In Wirklichkeit sind nun die Flächen nicht vollkommen glatt, es findet daher bei der Bewegung des Theilchens auf dem Bodensteine eine gewisse Reibung statt, welche als eine der nach außen gerichteten Bewegung hindernd entgegentretende Kraft anzusehen ist. Wenn diese Reibung den durch obige Formel ausgedrückten Werth der Centripetalkraft C hätte, was z. B. der Fall sein könnte, wenn das Theilchen mit hinreichendem Drucke zwischen die beiden Mahlflächen gepreßt wäre, so würde dasselbe im Kreise AD mitgeführt werden, ohne jemals nach außen zu gelangen. Im Allgemeinen wird aber die auftretende Reibung kleiner sein, als die oben berechnete Fliehkraft, und es wird daher der Weg des Mahlguttheilchens durch eine zwischen der Geraden AB und dem Kreise AD gelegene krumme Linie AE dargestellt sein, welche im Wesentlichen den Charakter einer Spirallinie annehmen wird und in der Figur durch $HJFAE$ vorgestellt sein mag. Eine genaue Bestimmung dieser Linie würde nach dem Vorhergegangenen die Kenntniß der Reibung des Theilchens in jedem Punkte seiner Bahn erfordern, weshalb eine solche genaue Bestimmung überhaupt nicht möglich ist. Jedenfalls läßt sich aber so viel erkennen, daß die Bewegung des Theilchens von innen nach außen auf der gedachten Spirale um so schneller, d. h. in um so weniger Umdrehungen erfolgen muß, je größer die Geschwindigkeit v, also die Fliehkraft C, und je kleiner der Widerstand ist, welcher sich der Bewegung des Theilchens entgegensetzt. Es ist auch klar, daß an solchen Stellen, an denen der gedachte Widerstand nicht oder nur unmerklich vorhanden ist, das Theilchen ganz oder nahezu der tangentialen Richtung folgen wird. Dies ist z. B. der Fall, wenn das Theilchen plötzlich aus dem engen Zwischenraume zwischen zwei Balken in den viel weiteren Raum eines Hauschlages tritt, es wird alsdann diesen Hauschlag in tangentialer Richtung durchfliegen können, bis es wieder in Berührung mit beiden Steinflächen gelangt, woselbst der größere Widerstand das Theilchen wiederum zu der besprochenen spiralförmigen Bewegung veranlaßt.

Fig. 91.



Es werde ebenso in A, Fig. 92, ein Mahlguttheilchen gedacht, welches auf dem unteren beweglichen Steine eines unterläufigen Mahlganges im Abstande $AC = r$ von dessen Mitte befindlich sein soll, und dessen Gewicht durch G ausgedrückt sein mag. Denkt man den Stein von seiner Ruhe aus allmälig in Umdrehung gesetzt, so wird zunächst das auf ihm liegende Theilchen A mit dem Steine rotiren, ohne seine Stelle relativ zu dem Steine zu verändern, so lange nämlich, als die Fliehkraft des Theilchens noch kleiner ist, als die Reibung fG, welche sich einer Verschiebung des Theilchens auf dem Steine entgegenstellt. Sobald jedoch die Geschwindigkeit v so groß geworden ist, daß die Fliehkraft $C = G\frac{v^2}{rg}$ den Betrag fG dieser Reibung erreicht hat, findet ein Abgleiten des Theilchens in der tangentialen Richtung AB statt, und zwar mit einer Geschwindigkeit gleich derjenigen v des Steines in dem Umfange durch A. Wollte man von einer weiteren Einwirkung des Steines auf das Korn absehen, d. h. also die Reibungen vernachlässigen, die sich während des Abgleitens der Bewegung des Kornes entgegensetzen, so dürfte man annehmen, daß die Bewegung des Kornes in der absoluten Richtung AB mit unveränderter Geschwindigkeit erfolgte.

Fig. 92.



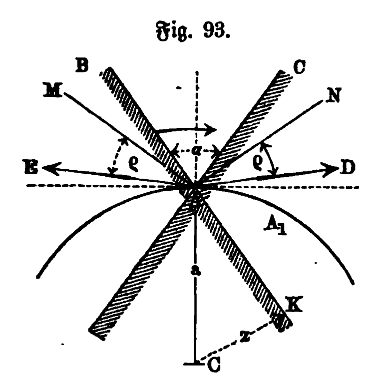
Da sich nun der Stein mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit dreht, so erhält man als den relativen Weg des Kornes gegen den Stein, wie leicht zu erkennen ist, die Evolvente des Kreises zum Halbmesser CA; denn denkt man sich auf die Gerade AB gleiche Stücke in a_1, a_2, a_3, a_4 aufgetragen und Stücke von derselben Größe auch auf dem Kreise abgetragen in $b_1, b_2, b_3 \ldots$, so ist es deutlich, daß das Korn sich vermöge seiner gleichmäßigen Bewegung in $a_1, a_2, a_3 \ldots$ befinden muß, wenn der Punkt A des Steines bezw. nach $b_1, b_2, b_3 \ldots$ gelangt ist. Die von dem Korne auf dem Steine beschriebene Curve $b_4 a_4 D$ ist daher die Evolvente des Kreises $Ab_1b_2 \ldots$, da die von ihren Punkten an diesen Kreis gelegten Tangenten gleich den Bögen zwischen den betreffenden Berührungspunkten dieser Tangenten und dem Anfangspunkte b_4 sind. In Wirklichkeit wird natürlich die von dem Korne auf dem Steine beschriebene Linie von dieser Evolvente wesentlich abweichen, da einerseits der untere bewegte Stein selbst

vermöge der Reibung eine stetige Einwirkung auf das Korn ausübt, welcher zufolge dasselbe in der Richtung der Umdrehung beschleunigt wird, andererseits aber der obere festliegende Stein einen gewissen Widerstand darbietet, welcher die entgegengesetzte Wirkung äußert. Jedenfalls wird die nach außen treibende Wirkung der Fliehkraft bei den unterläufigen Mahlgängen beträchtlicher ausfallen, als bei den oberläufigen.

Schärfe der Steine. Da die Wirkung der Fliehkraft zur gehörigen Beförderung des Mahlgutes nach außen nicht ausreicht, so sucht man diese Wirkung durch die Hauschläge zu unterstützen, welchen man eine derartige Gestalt giebt, daß sie vermöge derselben ein Ausstreifen des Mahlgutes bewirken. Es möge etwa durch AB, Fig. 93, ein Hauschlag des Läufers und durch AC ein Hauschlag des fest darunter liegenden Bodensteines dargestellt sein, und es werde zunächst der Einfachheit halber angenommen, daß diese Hauschläge geradlinig ausgeführt seien. Stellt man sich die Umdrehung des Läufers in der Richtung des Pfeiles vor, so wird hierdurch auf ein im Kreuzungspunkte A liegendes Korn eine Wirkung ausgeübt, welche wesentlich von der Größe des Kreuzungswinkels BAC der beiden Furchen in A abhängig ist. Wenn dieser Winkel nur klein ist, so wird das Korn nicht nach außen verschoben, sondern es findet die oben mit Hülfe der Fig. 90 erläuterte zerkleinernde Wirkung statt, indem das Korn einem Rollen unter Druck ausgesetzt ist, dem zufolge es auf der geneigten Sohle der Hauschlagsfurche emporgewälzt und zwischen die Ballen zum weiteren Verreiben geführt wird. Diese Bewegung des Kornes erfolgt in der Richtung AA_1 des durch A gehenden Kreises.

§. 33.

Fig. 93.



Wenn dagegen der Winkel BAC zwischen den beiden Furchen eine hinreichende Größe hat, so erfolgt das Ausstreifen des Kornes, d. h. eine nach außen gerichtete Bewegung desselben. Da bei einer solchen Bewegung die Reibung überwunden werden muß, welche das Korn in jedem der beiden Hauschläge findet, so hat man nach den schon mehrfach über die Natur des Reibungswinkels Gesagten anzunehmen, daß die Wände der Hauschlagfurchen gegen das Korn in Richtungen wirken, die von den normalen Richtungen um die Größe des Reibungswinkels abweichen, welcher dem Gleiten des Kornes entlang der Steinfläche zukommt. Sind daher AN und AM die Senkrechten zu den Furchen AB und AC, und macht man $NAD = NAE = \varrho$

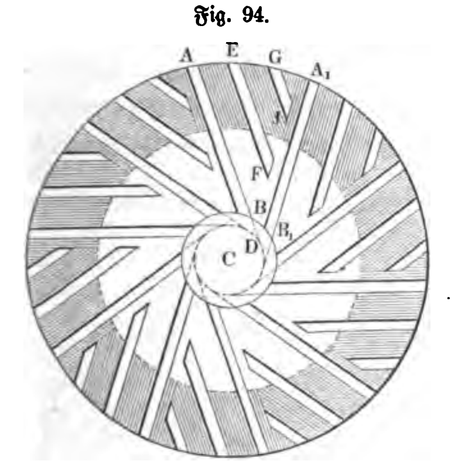
gleich dem Reibungswinkel, so erhält man in AD und AE die Richtungen, in welchen von den Furchen eine Einwirkung auf das Korn ausgeübt wird. Soll nun in Folge dieser Wirkungen ein Ausstreifen des Kornes eintreten, so muß der hohle Winkel dieser beiden Richtungen AN und AM nach außen hin gerichtet sein. Als Grenzfall, für welchen ein Ausstreifen noch nicht stattfindet, hat man denjenigen anzusehen, für welchen die beiden Richtungslinien AE und AD in dieselbe Gerade fallen, und man erkennt ohne Weiteres aus der Figur, daß dies der Fall ist, wenn der Kreuzungswinkel $BAC = \alpha$ der Furchen gleich dem doppelten Reibungswinkel ist. Zur Erzielung des Ausstreifens hat man daher die Bedingung zu erfüllen: $\alpha > 2\varrho$.

Die Betrachtung der Figur zeigt, daß die Furchen um so lebhafter das Ausstreifen bewirken werden, je größer der Kreuzungswinkel BAC zwischen denselben ist, und daß bei einem Betrage dieses Winkels unter 2ϱ ein Ausstreifen gar nicht, sondern nur die oben besprochene zertheilende Wirkung zu erwarten ist. Unter der Voraussetzung einer symmetrischen Anordnung der Hauschläge in den beiden Steinen, welche Voraussetzung in den meisten Fällen erfüllt ist, hat man für den betrachteten Grenzfall $\frac{\alpha}{2} = \varrho$, und es ist $\frac{\alpha}{2}$ durch die Bezeichnung $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ gegeben, wenn $a = AC$ den Abstand des betrachteten Punktes A und $z = CK$ den Abstand der Furchenrichtung AB von dem Mittelpunkte C bedeutet. Den Abstand CK nennt man wohl den Zug des Hauschlages, und man ersieht aus der obigen Gleichung $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$, daß für geradlinige Hauschläge, für welche der Zug z an allen Punkten constant ist, die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen.

Mühlsteinschärfen mit geradlinigen Hauschlägen sind die in neuerer Zeit gebräuchlichsten und insbesondere für französische Steine allein in Anwendung kommenden. In Fig. 94 ist der Verlauf der Hauschläge für eine solche geradlinige Schärfe angegeben, wie sie dem Werke von Rick entnommen ist. Man ersieht daraus, daß die ganze Fläche des Steines durch eine Anzahl von Hauptfurchen, wie AB in eine bestimmte Zahl (in der Fig. 10) von Feldern oder sogenannten Vierteln getheilt ist, und daß diese Hauptfurchen sämmtlich einen Kreis berühren, dessen Halbmesser CD als Zug allen Hauptfurchen gemeinsam ist. Außerdem wird jedes Feld durch zwei bis vier (in der Fig. 2) Nebenfurchen wie EF und GJ durchsetzt, welche Nebenfurchen in der Regel parallel mit den Hauptfurchen angeordnet werden. Die zwischen diesen Hauschlägen stehen bleibenden Balken werden am äußeren Umfange in einer Ringfläche von etwa 0,2 m Breite mit feinen Sprengschlägen versehen, so daß hauptsächlich in dieser

Ringfläche das Ausmahlen stattfinden kann. In dem mittleren Theile zwischen dieser Ringfläche und dem Steinauge fehlen nicht nur die Sprengschläge, sondern die Flächen sind hier auch jede um etwa 3 mm vertieft ausgearbeitet, so daß der Abstand der beiden Mahlflächen am Steinauge etwa 6 mm beträgt und sich allmälig nach außen hin verringert, bis in der Ringfläche ein fast dichtes Zusammengehen der Steine erzielt wird.

Fig. 94.



Wie schon bemerkt, sind die Kreuzungswinkel bei der geradlinigen Schärfe in verschiedenen Abständen von der Mitte verschieden groß, und es ergiebt sich auch für die angegebene Anordnung, daß die Nebenfurchen andere Kreuzungswinkel zeigen müssen, als die Hauptfurchen in demselben Abstande, da der Zug für die Nebenfurchen anders gewählt ist, als für die Hauptfurchen. Die Größe der Kreuzungswinkel, welche in jedem Falle nach der Formel $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ ermittelt werden kann, ist aus der folgenden Zusammenstellung ersichtlich, welche dem Kick'schen Werke entnommen ist und für einen Stein vom Halbmesser $R = 2$ Fuß $= 0{,}632$ m, für welchen ein Zug der Hauptfurchen von $z = \frac{1}{5}\,r$ bei 10 Feldern und zwei Nebenfurchen in jedem Felde die Kreuzungswinkel für die Abstände $\frac{1}{4}R$, $\frac{1}{2}R$, $\frac{3}{4}R$ und R von der Mitte angiebt.

Der Kreuzungswinkel beträgt

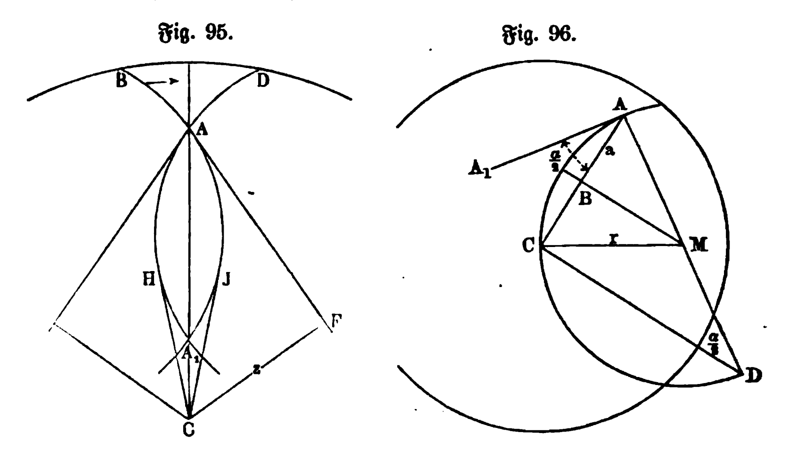
im Abstande	für die Hauptfurche	für die erste Nebenfurche	für die zweite Nebenfurche
$\frac{1}{4}R$	50^0	—	—
$\frac{1}{2}R$	24^0	66^0	—
$\frac{3}{4}R$	16^0	44^0	72^0
R	12^0	32^0	52^0

Man erkennt aus dieser Tabelle, daß die Kreuzungswinkel der Hauptfurchen nach dem Umfange hin so klein werden, daß von ihnen an dieser

Stelle eine ausstreifende Wirkung nicht zu erwarten sein wird, eine solche vielmehr daselbst hauptsächlich von den Nebenfurchen und der Fliehkraft, sowie von der durchtretenden Luft ausgeübt werden muß. Die hier angegebene geradlinige Felderschärfe ist eine sehr gebräuchliche, die Anzahl der einzelnen Felder richtet sich nach dem Durchmesser des Steines und beträgt zwischen 8 und 20, bei den gebräuchlichen Steindurchmessern zwischen 0,9 und 1,8 m.

§. 34. Man hat auch vielfach, namentlich in früherer Zeit, die Hauschläge nach krummen Linien angeordnet, in welcher Hinsicht hier nur wenige Bemerkungen gemacht werden sollen, da die Form und Lage der Hauschläge überhaupt nicht von derjenigen Bedeutung ist, welche man ihr zuweilen bei-

Fig. 95. Fig. 96.

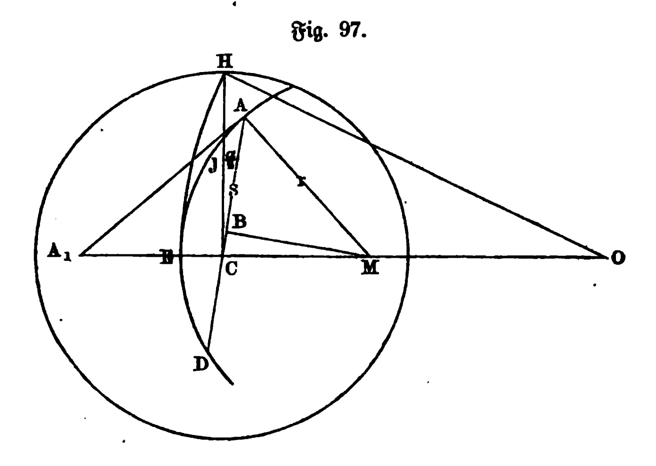


gemessen hat. Denkt man sich durch BAJ, Fig. 95, einen Hauschlag des in dem Sinne des Pfeiles umgedrehten Läufers und durch die symmetrische Curve DAH einen Hauschlag des Bodensteines, so kann man die krummen Hauschläge in dem Punkte A durch geradlinige Elemente von den Richtungen der Tangenten ersetzt denken, und die vorstehenden Bemerkungen darauf anwenden. Der Abstand CF der Tangente von der Mitte gilt hier als der Zug z des Hauschlages in dem Punkte A, und man hat dafür den Kreuzungswinkel α aus $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{r} = \frac{CF}{CA}$ zu bestimmen. Man erkennt hieraus, daß für die Punkte J und H, deren Tangenten durch den Mittelpunkt gehen, der Zug und damit auch der Kreuzungswinkel gleich Null ausfällt, und daß eine Form der Hauschläge, wie die gezeichnete, welche noch einen zweiten Schnittpunkt A_1 aufweist, durchaus unzulässig

ist, weil ein in A_1 liegendes Theilchen in Folge der Bewegung des Steines nicht nach außen, sondern nach innen geschoben werden würde.

Als Curven für die Hauschläge hat man vielfach Kreisbögen angenommen, und zwar bei der älteren Schärfe Kreisbögen, welche durch die Mitte des Steines gehen, Fig. 96, und deren Halbmesser etwas kleiner als der Steinhalbmesser gewählt wurden. Setzt man den Halbmesser MC eines solchen Bogens gleich r, so bestimmt sich der Kreuzungswinkel α für irgend einen Punkt A im Abstande a von der Steinmitte wie folgt. Zieht man an A die Tangente des Kreisbogens und von dessen Mittelpunkt M ein Loth MB auf den Radius CA, so erhält man in $A_1AC = ADC = \frac{\alpha}{2}$ den halben Kreuzungswinkel, für welchen direct aus der Figur die Beziehung

Fig. 97.



folgt: $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{a}{2r}$. Der Sinus von $\frac{\alpha}{2}$ und demnach auch der Kreuzungswinkel α nimmt dieser Formel zufolge von innen nach außen stetig zu, ein Uebelstand, an welchem diese ältere Kreisschärfe leidet, da in der Mitte wegen der kleinen Kreuzungswinkel das Einziehen des Gutes erschwert wird, während außen, wo die Kreuzungswinkel erheblich sind, ein schnelles Ausstreifen stattfindet, worunter das gehörige Feinmahlen leidet. Man hat daher die Kreisschärfe dadurch zu verbessern gesucht, daß man die Kreisbögen für die Hauschläge neben der Steinmitte vorübergehen läßt, Fig. 97. Hier kann man es erreichen, daß die Kreuzungswinkel von innen nach außen abnehmen, wie es für gehöriges Einziehen und gutes Ausmahlen des Getreides zu fordern ist. Zieht man nämlich auch hier die Tangente AA_1 an einen beliebigen Punkt A eines Hauschlages und von

dessen Mittelpunkt M das Loth MB auf die durch A und die Steinmitte C gelegte Sehne, deren Länge durch $AD = s$ bezeichnet sein mag, so ist $sin \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \frac{s}{r}$ und daher erlangt dieser Sinus seinen kleinsten Werth, wenn die Sehne s am kleinsten wird, d. h. für den Punkt J, dessen Radius JC senkrecht zu der Verbindungslinie MC der beiden Mittelpunkte liegt. Es nimmt der Winkel $\frac{\alpha}{2}$, welchen die Tangente mit dem Abstande vom Steinauge bildet, von dem Werthe 90 Grad in E ab bis zu dem Punkte J, von wo wiederum eine Vergrößerung sich einstellt. Wenn man daher die Anordnung so trifft, daß der senkrecht über MC gelegene Punkt des Hauschlages in den Umfang des Steines hineinfällt, d. h. wenn man den Kreisbogen H zum Mittelpunkte O als Hauschlagcurve wählt, so erreicht man ein stetiges Abnehmen des Kreuzungswinkels von innen nach außen.

Eine Schärfe mit kreisförmigen Hauschlägen nach Art der Fig. 97, bei welcher die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen, nennt man wohl die neuere Kreisschärfe, im Gegensatze zu einer Anordnung der Hauschläge nach Fig. 96, wobei die Kreuzungswinkel nach außen hin zunehmen, und welche Schärfung als die alte Kreisschärfe bezeichnet wird. Die Mängel dieser älteren Kreisschärfe wurden schon oben hervorgehoben; in Betreff der neuen Kreisschärfe bemerkt Kick, daß ihre Anwendung für Weizenvermahlung kaum besondere Vortheile gewähren dürfte, und jedenfalls ihre Herstellung unbequemer ist, als die der Felderschärfe mit geraden Furchen. Nur für das Ausmahlen der Schalen sowie für das Spitzen des Getreides, d. h. für ein nur oberflächliches Abreiben desselben, wird die neue Kreisschärfe gewisse Vortheile darbieten, indem bei ihr die Kreuzungswinkel nach außen hin weniger schnell abnehmen, als bei der geraden Schärfe, und hierdurch das Ausstreifen befördert wird, was gerade in den angeführten Fällen des Ausmahlens der Schalen und des Spitzens wünschenswerth sein muß.

Man hat auch Schärfungen vorgeschlagen und in Anwendung gebracht, bei welchen der Kreuzungswinkel der Hauschläge in allen Abständen vom Steinauge ein und dieselbe Größe hat. Zu diesem Zwecke hat man die Hauschläge nach der Form der logarithmischen Spirale auszuführen, da diese Curve bekanntlich die Eigenschaft hat, daß in jedem ihrer Punkte die Tangente mit dem Radius vector einen constanten Winkel einschließt. Eine solche Curve ist durch AB, Fig. 98, angedeutet; die Gleichung derselben ist bekanntlich für Polarcoordinaten durch $r = k^{\varphi}$ gegeben, wenn $r = AO$ den Abstand irgend eines Punktes A von dem Coordinatenmittelpunkte O bedeutet, k eine unveränderliche Größe

ist, und wenn unter $\varphi = AOB$ der Winkel verstanden wird, den der Radius vector AO mit der Richtung BO einschließt. Man erhält durch Differentiiren der Gleichung den Ausdruck:

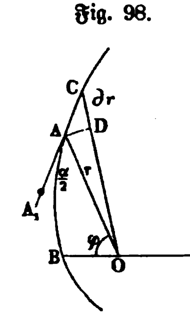
$$\partial r = k^{\varphi} \log . nat\, k . \partial \varphi = r\, l\, n\, k . \partial \varphi .$$

Hierin stellt $\partial \varphi$ den kleinen Winkel AOC, ferner ∂r die Strecke DC und $r \partial \varphi$ diejenige AD vor, so daß man die Beziehung erhält

$$\frac{\partial r}{r \partial \varphi} = l\, n\, k = cotg\, \frac{\alpha}{2},$$

wenn $\frac{\alpha}{2}$ den Winkel $ACD = A_1 AO$ bedeutet, welchen der Radius vector mit der Tangente in dem betreffenden Punkte A einschließt. Dieser Winkel ist hiernach überall von derselben Größe, und wenn man denselben gleich dem halben Kreuzungswinkel macht, welcher für die Hauschläge verlangt wird, so erhält man die den letzteren unter der Bedingung eines überall gleichen Kreuzungswinkels α zu gebende Gestalt, wobei zu berücksichtigen ist, daß der Mittelpunkt O der logarithmischen Spirale mit dem Steinmittel zusammenfallen muß.

Fig. 98.



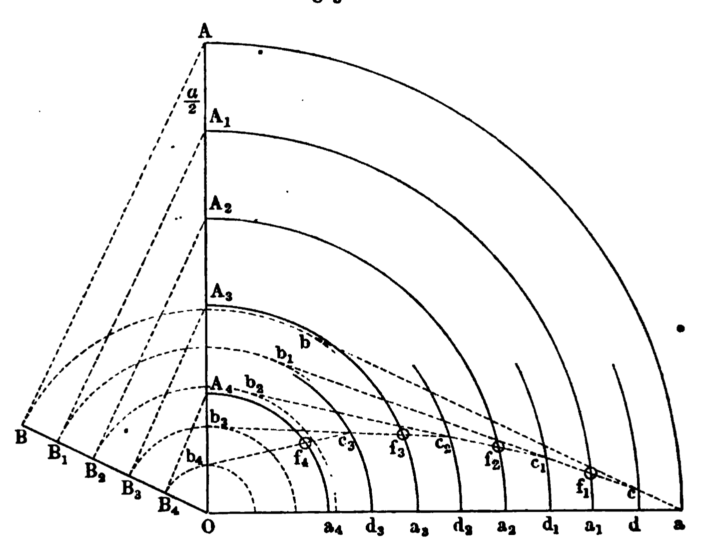
Um die für einen bestimmten Kreuzungswinkel α anzuwendende logarithmische Spirale zu zeichnen, kann man aus der oben angeführten Formel

$$cotg\, \frac{\alpha}{2} = l\, n\, k$$

die Größe k bestimmen, und dann entweder auf dem Wege der Rechnung aus der Grundgleichung $r = k^{\varphi}$, oder durch eine der bekannten Constructionen für eine größere Anzahl von Winkeln φ die zugehörigen Radien r ermitteln. In Bezug der hierzu dienenden Constructionen kann zwar auf die betreffenden Handbücher der Geometrie verwiesen werden, doch möge hier in Kürze eine Construction von Wiebe angeführt werden, welche aus dem gegebenen Kreuzungswinkel α direct die Verzeichnung der zugehörigen logarithmischen Spirale gestattet. Diese Construction beruht auf der allgemeinen Gleichung $sin\, \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$, worin a den Abstand eines Punktes vom Mittelpunkte und z den sogenannten Zug bedeutet. Soll nun α constant sein, so muß dies auch für das Verhältniß $\frac{z}{a}$ der Fall sein. Trägt man an den beliebigen Halbmesser OA des Steines, Fig. 99 (a. f. S.), im Endpunkte A den halben Kreuzungswinkel gleich $OAB = \frac{\alpha}{2}$ an, und

zieht vom Steinmittel O aus das Loth OB auf die Richtung von AB, so ist OB der Zug für das in A befindliche Element. Für irgend einen anderen Abstand OA_1 erhält man daher, jener angegebenen Bedingung entsprechend, den Zug in der Strecke OB_1, wenn man durch A_1 eine Parallele A_1B_1 zu AB zieht. Hieraus ergiebt sich die folgende Construction. Man theilt den Abstand AA_4 zwischen dem Umfange des Steines und dem Auge in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, in der Figur durch A_1, A_2, A_3 in vier Theile, und zieht durch die Theilpunkte $A_1, A_2 \ldots$ die Parallelen mit AB, welche auf OB die diesen Theilpunkten zugehörigen Größen für den

Fig. 99.



Zug abschneiden. Man legt nun durch die Punkte A und B die zur Steinmitte concentrischen Kreise und zieht von dem beliebigen Punkte a im Kreise A eine Tangente ab an den Zugkreis B; von dem Punkte c, in welchem diese Tangente ab den in der Mitte zwischen Aa und A_1a_1 gelegenen Kreis cd schneidet, eine Tangente cb_1 an den Zugkreis B_1. Ferner zieht man von dem Durchschnitte c_1 dieser Tangente mit dem mittleren Kreise zwischen A_1a_1 und A_2a_2 wieder eine Tangente c_1b_2 an den Zugkreis B_2 u. s. f., wodurch man die Punkte a, f_1, f_2, f_3, f_4 erhält, die man durch einen gleichmäßigen Curvenzug verbindet, welcher hinreichend genau die gesuchte logarithmische Spirallinie darstellt. In dieser Weise construirt Wiebe die von ihm empfohlene Schärfe, indem er die Hauschlagcurve in ihrer größten Erstreckung von außen nach innen als logarithmische Spirale entsprechend

einem Kreuzungswinkel gleich 39 Grad annimmt, und an diese Curve im Abstande vom Mittelpunkte gleich $^2/_5$ des Steinhalbmessers gegen die Mitte hin ein geradliniges Stück anfügt, so daß der Kreuzungswinkel am Steinauge sich bis zu der Größe von 83° 40′ erhebt. Nur die Hauptfurchen gehen bei dieser Schärfe bis zum Steinauge, während die Nebenfurchen als mit den Hauptfurchen übereinstimmende logarithmische Linien verzeichnet sind, die sich weniger weit in das Innere erstrecken, und denen der geradlinige Fortsatz fehlt. Hierdurch ist auf dem größten Theile der Mahlfläche durch die Haupt- wie Nebenfurchen ein constanter Winkel von 39 Grad erzielt, und es sind nur im inneren Theile durch die geradlinigen Strecken der Hauptfurchen größere Kreuzungswinkel angeordnet zum Zwecke einer schnelleren Einziehung des Mahlgutes.

Auch sonst hat man noch verschiedene Schärfungen vorgeschlagen, von denen nur die von Evans angegebene hier erwähnt werden mag, bei welcher die Hauptfurchen durch Curven dargestellt sind, deren Zug nach dem Umfange hin größer wird, während die Nebenfurchen abweichend von der Wiebe'schen Schärfe zu den Hauptfurchen parallel gemacht sind. Näheres über diese verschiedenen Schärfungsmethoden kann in den mehr erwähnten Handbüchern nachgesehen werden.

Der im Obigen mehrfach erwähnte Reibungswinkel für Mehl und Gries auf den Mahlflächen ist von Wiebe durch Versuche zwischen 21° und 37° liegend festgestellt; sollte daher durch die Hauschläge in der oben besprochenen Weise in der That das Ausstreifen erfolgen, so würde dies Kreuzungswinkel von mindestens 42° und bezw. 74° erfordern. So große Kreuzungswinkel kommen aber nur in seltenen Fällen und nur an einzelnen Stellen vor, so daß wohl überhaupt nicht darauf gerechnet werden kann, daß die Ausstreifung des Kornes geschieht, so lange dasselbe in den Hauschlägen befindlich ist, wie Fig. 90 darstellt. Es wird vielmehr wohl anzunehmen sein, daß die Bewegung des Mahlgutes vornehmlich stattfindet, sobald dasselbe zwischen den Balken der Steine sich befindet, und daß hierbei ganz besonders der Fliehkraft die ausstreifende Wirkung beizumessen ist. Das auf einem Balken oder der Steinfläche zwischen zwei Hauschlägen des Bodensteines befindliche Getreide wird nämlich durch den darüber beweglichen Läufer mit herumgenommen werden, und es ergiebt sich leicht, daß auf dieses im Kreise herumgeführte Gut schon die geringste radial nach außen gerichtete Fliehkraft eine ausstreifende Wirkung äußern muß, denn es lassen sich hier ganz ähnliche Betrachtungen anstellen, wie in §. 4 bei Betrachtung des Einflusses einer Rüttelbewegung auf das Herabgleiten der Masse von wenig geneigten Ebenen. Hierbei genügt die einer sehr geringen Neigung entsprechende kleine Seitenkraft des Eigengewichtes der zuzuführenden Körper, um deren Abwärtsgleiten zu veranlassen, sobald ihnen durch die Rüttelung

eine Seitenbewegung ertheilt wird. Ebenso wie hierbei ein **Abgleiten erfolgen muß, ohne daß die Neigung des Rüttelschuhes den Reibungswinkel erreicht**, ja ein solches Abgleiten sogar bei jeder, auch der kleinsten Neigung erfolgen muß, ebenso wird bei dem Mahlgange auch die geringste Fliehkraft schon eine auswärts gerichtete Bewegung des Mahlgutes zur Folge haben müssen, sobald dasselbe nur durch den Läufer mitgenommen wird. Dieser Umstand scheint bisher nicht genügend in Betracht gezogen zu sein, und es erklärt sich hieraus vielleicht die neuerdings gemachte Erfahrung, der zufolge die Form der Hauschläge von einer viel geringeren Bedeutung zu sein scheint, als man früher glaubte. Nach den von **Kick**[1]) angestellten Versuchen erscheint sogar die Form und Lage der Hauschläge fast gleichgültig für die Wirkungsfähigkeit der Steine. **Kick** ließ nämlich einen Mahlgang während einer bestimmten Zeit nach der einen und dann während einer gleichen Zeit nach der anderen Richtung umgehen und fand dabei keinen wesentlichen Unterschied sowohl in Betreff der Menge wie der Güte des erzeugten Schrotes, was doch der Fall nicht hätte sein können, wenn die Form der Hauschläge von einigermaßen erheblichem Einflusse auf die Wirkungsweise wäre. Aus diesem Grunde sind die verschiedenen Schärfungsmethoden hier auch nicht ausführlicher besprochen worden.

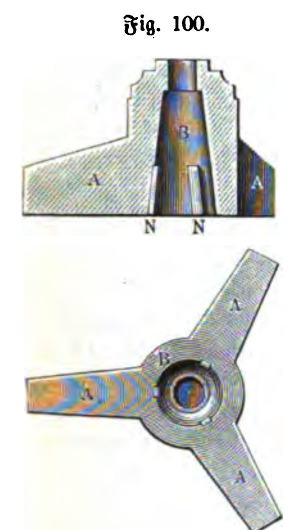
§. 35. **Die Aufhängung des Läufers.** Wie bereits oben mitgetheilt worden, ist der Läuferstein vermittelst der sogenannten **Haue** mit der Spindel oder dem Mühleisen verbunden. Diese Verbindung geschieht entweder durch eine **feste Haue** in der Art, daß der Stein unwandelbar mit der Spindel verbunden ist, oder man bedient sich der **beweglichen Hauen**, welche zwar eine Kuppelung solcher Art herstellen, daß der Stein gezwungen ist, an der Umdrehung des Mühleisens Theil zu nehmen, welche dabei aber dem Steine eine gewisse Beweglichkeit gegen die Spindel gewähren. Eine feste Haue ist durch Fig. 100 dargestellt. Dieselbe besteht im Wesentlichen aus einer mit zwei oder besser drei Flügeln A versehenen Büchse B, deren mittlere Ausbohrung genau auf den oberen Theil des Mühleisens gepaßt ist, während die Flügel dazu dienen, eine feste Verbindung der Haue mit dem Steine durch Eingipsen in denselben herzustellen. Das obere Ende des Mühleisens wird hierbei entweder nach der Form einer abgestumpften vierseitigen Pyramide gebildet, oder man führt dasselbe kegelförmig aus und bewirkt die Mitnahme der Haue durch hervorragende Rippen oder sogenannte Federn auf dem Mühleisen, welche in die dazu vorgesehenen Nuthen N im Innern der Haue B genau passen. Bei dem Einsetzen der Haue ist mit

---

[1]) Oesterr.-Ungarische Müllerzeitung 1877, Nr. 46. Dingler's pol. Journ. 1878, Bd. 227, S. 534.

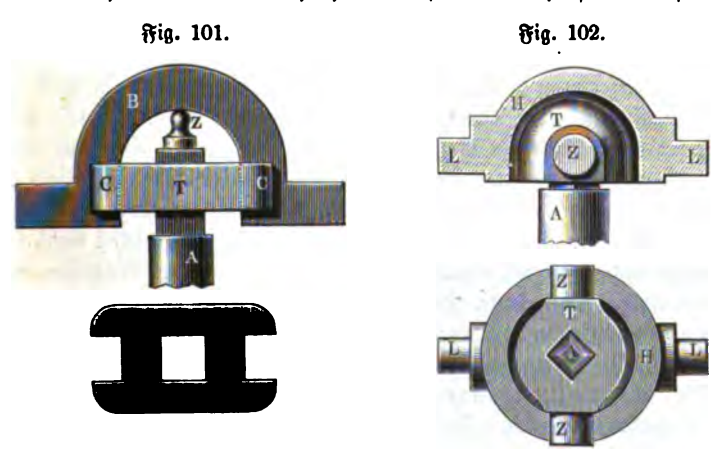
besonderer Sorgfalt darauf zu achten, daß die untere Fläche des Läufers genau senkrecht zur Axe der Spindel steht, weil eine schräge Lage dieser Fläche ein einseitiges oder schiefes Abmahlen derselben zur Folge hat. Andererseits ist auch eine genau lothrechte Stellung des Mühleisens erforderlich, da eine schräge Stellung der Spindel auch bei genau normaler Aufhängung des Läufers ein schräges Abmahlen des wagerecht gelegten Bodensteines herbeiführt. Da es schwer ist, diesen Bedingungen immer zu entsprechen, so hat man die beweglichen oder Balancierhauen ausgeführt, welche eine richtige, d. h. wagerechte Stellung der Mahlfläche auch bei einer nicht ganz genauen Stellung des Mühleisens ermöglichen sollen.

Fig. 100.



Eine solche bewegliche, sogenannte Bügelhaue ist durch Fig. 101 verdeutlicht. Das Mühleisen *A* nimmt hierbei den mit dem Steine fest vergipsten Bügel *B* mit Hülfe des Treibers *T* mit, welcher durch den vierkantigen Hals des Mühleisens angetrieben, den Bügel in der aus der Figur ersichtlichen Weise mittelst der Ansätze *C* mitnimmt. Das Gewicht des Steines ruht hierbei auf dem Mühleisen mittelst des

Fig. 101. Fig. 102.



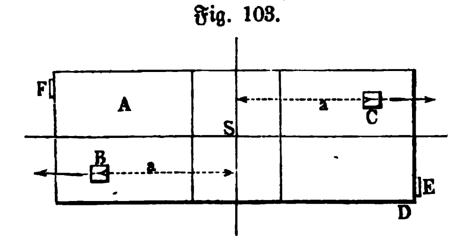
kugelförmigen Zapfens *Z*, welcher dem Steine eine gewisse Beweglichkeit gestattet. Ein Uebelstand ist bei dieser Construction darin bestehend, daß die

Angriffspunkte des Treibers mit dem Stützpunkte nicht in derselben Ebene liegen; in Folge hiervon wird ein Schiefstellen des Steines eintreten, sobald die beiden auf den Bügel wirkenden Ansätze des Treibers T nicht ganz gleichmäßig zur Wirkung kommen, also der Antrieb des Treibers auf den Bügel B einseitig erfolgt. Man hat daher diese Construction auch wohl dahin abgeändert, daß der Stützpunkt mit den Treiberangriffen in derselben horizontalen Ebene liegt; dies ist insbesondere auch der Fall bei der vielfach zur Verwendung gebrachten Kugelhaue, von welcher in Fig. 102 (a. v. S.) eine Darstellung gegeben ist. Hierbei ist der auf dem vierkantig gearbeiteten Kopfe des Mühleisens A befindliche Treiber T mit zwei Zapfen Z diametral gegenüber versehen, auf welche sich die halbkugelige hohle Haue H mit entsprechenden Ausschnitten stützt. Die Haue selbst ist nicht in feste Verbindung mit dem Steine gebracht, sondern ebenfalls mit zwei Zapfen L versehen, deren Axe zu derjenigen der Zapfen Z senkrecht steht, und es ruht der Stein mittelst zweier eingegipster Lagerschalen auf diesen Zapfen der Haue. Hierdurch ist daher dem Steine die Möglichkeit belassen, kleine Schwingungen um zwei in derselben Ebene senkrecht zu einander angeordnete Axen zu vollführen, wodurch ihm wie durch die Anwendung eines Kugelgelenkes die Fähigkeit ertheilt wird, sich um jede beliebige, in der Ebene der vier Zapfen liegende und durch die Mitte gehende Axe zu drehen, in welcher Hinsicht auf das in Th. III, 1 über das Universalgelenk Gesagte verwiesen werden kann.

Die Anwendung eines solchen Kugelgelenkes setzt aber die Erfüllung gewisser Bedingungen voraus, ohne welche ein guter Betrieb nicht möglich ist. Zunächst ist es ersichtlich, daß der Schwerpunkt des Steines bei horizontaler Mahlfläche genau in der durch die Mitte des Kugelgelenkes, d. h. durch den Durchschnitt der beiden Drehaxen gehenden lothrechten Linie gelegen sein muß, weil sich anderenfalls die Mahlfläche schräg stellen würde. Auch muß dieser Schwerpunkt sich zur Erlangung eines stabilen Gleichgewichtes unterhalb der gedachten Mitte des Kugelgelenkes befinden. Wenn diese Bedingungen erfüllt sind, so wird der Stein sich im Zustande der Ruhe von selbst durch sein Eigengewicht in die wagerechte Lage stellen, auch wenn das Mühleisen nicht genau lothrecht stehen sollte. Hiermit ist jedoch noch keineswegs gesagt, daß der Stein diese wagerechte Lage auch bei der Bewegung annehmen müsse; damit dies der Fall sei, sind noch andere Bedingungen zu erfüllen, welche aus dem in Th. I über die freien Axen Gesagten sich ergeben. Da nämlich der durch die Kugelhaue unterstützte Stein wie ein in einem einzigen Punkte aufgehängter, im Uebrigen frei beweglicher Körper anzusehen ist, auf welchen durch feste Lager oder sonstige unterstützende Theile keinerlei Zwang ausgeübt wird, so darf bei der Umdrehung des Steines um seine geometrische Axe durch die Fliehkräfte auch keinerlei Einwirkung auf diese Axe ausgeübt werden, weil

sonst ein Schiefstellen des Steines bei eintretender Umdrehung unvermeidlich sein würde. Die Vertheilung der Massen muß also in dem Steine eine derartige sein, daß die Fliehkräfte auf alle einzelnen Theile sich gegenseitig aufheben, d. h. die geometrische Axe des Steines muß eine freie Axe sein. Wäre der Stein von genau cylindrischer Gestalt, und wäre derselbe überall aus durchaus homogenem Material hergestellt, so würde diese Bedingung von selbst erfüllt sein, da nach dem über die freien Axen Gesagten die Axe jedes homogenen Umdrehungskörpers eine freie ist. Wenn dagegen die Vertheilung der Massen in dem Steine nicht eine überall gleichmäßige ist, so wird die geometrische Axe von vornherein nicht eine freie sein, man kann dieselbe aber zu einer solchen machen, wie man sich durch die folgende Betrachtung überzeugt. Gesetzt, es sei A in Fig. 103 ein Mühlstein, dessen Schwerpunkt S durch vorgenommene Ausbalancirung genau in der geometrischen Axe liegen soll. Dies kann der Fall sein, auch ohne daß der Stein durchaus gleichmäßig in seiner Dichte ist; denkt man sich z. B. den Stein im Uebrigen homogen bis auf zwei in B und C diametral gegenüber liegende schwerere Massen, welche gleiches Gewicht G und gleichen Abstand a von der Mitte haben sollen, so wird hierdurch die Lage des Schwerpunktes aus S nicht versetzt, und der mittelst einer Kugelhaue aufgehängte Stein stellt sich im Ruhezustande mit seiner Mahlfläche horizontal. Bei der Umdrehung des Steines heben sich auch die Fliehkräfte aller einzelnen Theile, mit Ausnahme derjenigen von B und C gegenseitig auf; die Centrifugalkräfte dieser beiden Theile dagegen bilden ein Kräftepaar von rechtsdrehender Wirkung, welches eine Neigung des Steines hervorrufen muß, der zufolge der Punkt D des Steines sich senkt und ein schiefes Abmahlen des Läufers, sowie ein unruhiger Gang desselben eintritt. Die Figur läßt auch erkennen, in welcher Art man diesem Uebelstande abhelfen kann. Denkt man sich nämlich in E und F ebenfalls zwei gleiche Massen in gleichen Abständen von der Mitte angebracht, wodurch die Lage des Schwerpunktes also nicht verändert wird, so bilden die in diesen Massen bei der Umdrehung hervorgerufenen Fliehkräfte gleichfalls ein Kräftepaar von entgegengesetzter Drehungsrichtung mit demjenigen der Massen in B und C, und man hat es durch Anbringung hinreichend großer Massen in E und F in der Hand, eine Ausgleichung zu erzielen. Zu diesem Zwecke giebt Kick, welcher diesen Punkt ausführlich erörtert, an, man solle den äquilibrirten Läufer in möglichst hoch gehobener

Fig. 103.



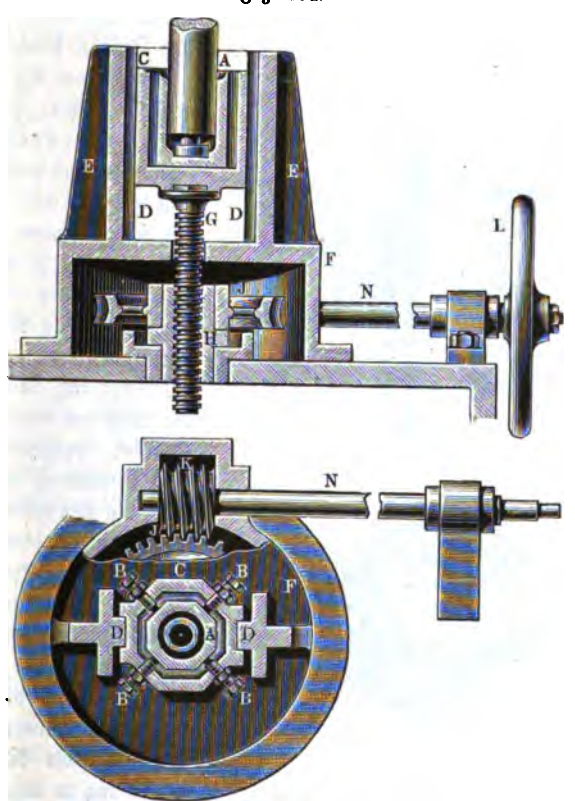
Stellung in Umdrehung setzen und den Punkt beobachten, wo der Läufer dem Bodensteine sich am meisten nähert. Fügt man hierauf an diesem Punkte in der Nähe des unteren Randes und diametral gegenüber am oberen Rande zwei gleich große Massen hinzu, so kann man sich durch Wiederholung des Versuches überzeugen, ob die angewandten Ausgleichungsmassen zu viel oder zu wenig wirken. Man kann dann durch Veränderung dieser Gewichte oder auch durch Veränderung ihres lothrechten Abstandes von einander die Wirkung so lange verändern, bis der Versuch zeigt, daß der Stein auch während der Umdrehung seine Mahlfläche wagerecht erhält. Nur bei einer sorgfältigen Regulirung des Läufers in der hier angedeuteten Art wird man sich von der Anwendung der Kugelhaue Vortheil versprechen können. Die Unterlassung einer solchen Ausgleichung mag vielleicht oft die Ursache der nicht zufriedenstellenden Wirkungen der Kugelhauen gewesen sein.

§. 36. **Das Mühleisen.** Das Mühleisen ist eine schmiedeeiserne Spindel von 70 bis 90 mm Stärke, welche am unteren Ende mit einem eingesetzten und daher, wenn nöthig, auswechselbaren Stahlzapfen von etwa 30 bis 40 mm Durchmesser versehen ist, der die ganze Last des Steines auf das Spurlager zu übertragen hat. Eine zweite Führung findet die Spindel in der sogenannten Steinbüchse, d. h. einem in dem festliegenden Bodensteine angebrachten Halslager. Zwischen diesen beiden Lagern nimmt das Mühleisen ein Zahngetriebe oder eine Riemscheibe auf, je nachdem der Antrieb durch Zahnräder oder Riemen erfolgt.

Das Spurlager muß immer so eingerichtet sein, daß der Spindel sammt dem auf ihr ruhenden Steine eine lothrechte Verstellung ertheilt werden kann, wie solche nöthig ist, um den Mahlflächenabstand auf den zum gröberen oder feineren Ausmahlen erforderlichen Betrag zu bringen und diesen Betrag zu erhalten, auch wenn durch die Abnutzung und Schärfung die Steine niedriger geworden sind. Die zu diesem Zwecke erforderliche Steinstellung wurde in früherer Zeit einfach dadurch erzielt, daß das Spurlager auf einen um einen Zapfen drehbaren Hebel, den Steg, gestellt wurde, dem durch Keile oder sonst geeignete Mittel die geringe, zur Steinstellung nöthige Drehung ertheilt wurde. Diese heute nicht mehr gebräuchliche Einrichtung litt an dem Uebelstande, daß das untere Ende des Mühleisens in Folge der Drehung des Hebels in einem Bogen anstatt in der genau lothrechten Richtung verstellt wurde, wodurch Pressungen in den Lagern und bei der Anwendung einer festen Haue das erwähnte schiefe Abmahlen des Bodensteines veranlaßt wurden. Bei den neueren Mahlgängen verwendet man meistens eine Schraubenspindel zur Verstellung des Spurlagers, und es kann in dieser Hinsicht auf das aus Th. III, 1 bekannte Spurlager, Fig. 104, verwiesen werden. Man ersieht aus dieser Figur, daß neben der

lothrechten Verstellung des Mühleisens, welche wegen des doppelten Schraubentriebes an dem Handrade L mit geringem Kraftaufwande vorgenommen werden kann, auch durch die Stellschrauben B eine seitliche Verschiebung des Spurnapfes A leicht bewirkt werden kann, wie dieselbe behufs genauer Verticalstellung des Mühleisens erwünscht ist.

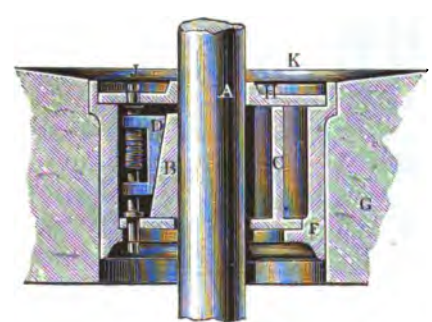
Fig. 104.

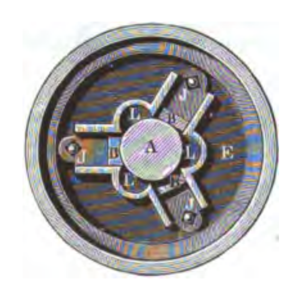


Die Steinbüchse, welche außer zur Führung des Mühleisens gleichzeitig dazu dient, einen dichten Abschluß des im Bodensteine befindlichen Auges gegen hindurchfallendes Mahlgut herzustellen, wurde in den einfachen älteren Mühlen vielfach aus einem in das Steinauge getriebenen und darin durch Keile befestigten Holzblocke gebildet, in welchem einige hölzerne Lagerschalen gleichfalls durch Keile gegen die Spindel angetrieben werden konnten. In neuerer Zeit führt man auch die Steinbüchsen aus Metall aus, und es kann in dieser Beziehung gleichfalls auf die schon aus Th. III, 1 bekannte

Steinbüchse verwiesen werden, Fig. 105. Der gußeiserne Lagerkörper *F* ist hierbei fest in den Bodenstein gegipst, und wie die drei Lagerfutter *B* durch die Keile *D* und Schrauben *J* gegen das Mühleisen gepreßt werden können, ist aus der Figur erkenntlich. Da eine Oelung dieser Lager während des Betriebes nicht wohl ausführbar ist, so werden derartige Steinbüchsen in der Regel in den Aussparungen *L* mit Filz, Kuhhaaren oder solchen Stoffen gefüllt, welche eine gewisse Menge Schmiermaterial aufsaugen, so daß sie für eine längere Zeit eine nachhaltige Oelung der Spindel bewirken können.

Fig. 105.





Der Betrieb der Mahlgänge geschah früher ausschließlich durch Zahnräder, und man verwendet auch heute noch vielfach dieses Mittel des Antriebes, während man andererseits auch häufig Riemen zur Bewegung der Mahlgänge anwendet. Als Nachtheil des Riemenbetriebes muß man es ansehen, daß bei demselben der durch den Riemen auf die Spindel ausgeübte seitliche Zug beträchtlich größer ausfällt, als dies bei Räderbetrieb der Fall ist, wie dies in Th. III, 1 ausführlich besprochen worden ist. Auch sind die Riemen mehr dem Verschleiße unterworfen, als die Zahnräder, wodurch die Betriebskosten höher ausfallen. Dagegen hat der Riemenbetrieb den großen Vortheil, einen geräuschlosen, stoßfreien Gang zu ergeben, und es gewährt derselbe die Möglichkeit, daß man jeden einzelnen Mahlgang jederzeit während des Betriebes aus- und einrücken kann. Diese Eigenschaft kommt den mit Zahnrädern betriebenen Mahlgängen nicht zu; denn wenn ein Mahlgang hierbei auch während des Ganges ausgerückt werden mag, so ist doch das Einrücken desselben nicht thunlich, sobald die übrigen Gänge und die Betriebswelle in Bewegung sind, da die Radzähne unfehlbar abbrechen müßten, wenn die ganze Masse des in Ruhe befindlichen Steines plötzlich an der Geschwindigkeit der treibenden Welle Theil nehmen sollte. Dieser Uebelstand ist besonders fühlbar bei großen, mit vielen Mahlgängen

arbeitenden Mühlen, in welchen bei dem Einrücken eines Mahlganges die ganze Mühle zuvor still gestellt werden muß. Nur bei der Verwendung von Frictionskuppelungen ist auch bei dem Betriebe durch Zahnräder jederzeitiges Ein- und Ausrücken möglich.

Bei dem Räderbetriebe hat man zu unterscheiden, ob die antreibende Welle stehend oder liegend angeordnet ist, indem sich hiernach einestheils die Gestalt der Räder und anderntheils auch die ganze Anordnung der Mahlgänge in Hinsicht ihrer gegenseitigen Stellung richtet. Unter Verwendung einer stehenden sogenannten Königswelle zum Betriebe mehrerer Mahlgänge erhalten deren Mühleisen kleinere Stirnräder, welche sämmtlich in ein größeres, auf der Königswelle für alle Mahlgänge gemeinschaftliches Zahnrad eingreifen. Diese Betriebsart bedingt daher eine gruppenweise Aufstellung der Mahlgänge um die im Mittelpunkte der Gruppe aufgestellte Königswelle herum, Fig. 106. Die Anzahl der in solcher Art von derselben Königswelle aus zu betreibenden Mahlgänge wird im Allgemeinen nicht größer als sechs anzunehmen sein, da man sonst dem Rade auf der Königswelle einen unbequem großen Durchmesser würde geben müssen; eine größere

Fig. 106.

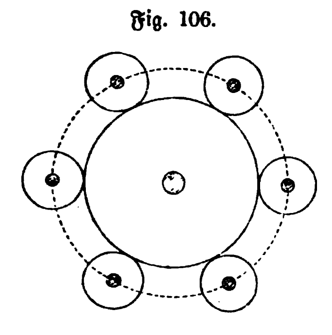
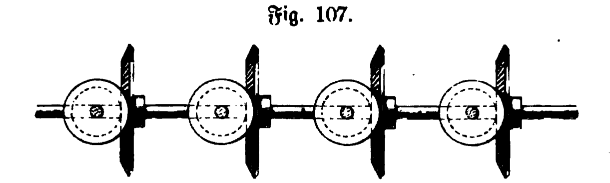


Fig. 107.



Anzahl von Mahlgängen macht daher die Aufstellung mehrerer Königswellen erforderlich.

Wendet man zum Betriebe der Mahlgänge eine liegende Welle an, in welchem Falle der Antrieb durch conische Räder bewirkt werden muß, so ergiebt sich hierfür die reihenweise Aufstellung der Mahlgänge nach Fig. 107, und man spricht in den beiden hier betrachteten Fällen wohl von einem stehenden oder liegenden Vorgelege. Bei dem Betriebe durch Riemen bedient man sich fast immer stehender Triebwellen, und zwar kann nach Fig. 108 (a. f. S.) eine gruppenweise Anordnung oder die Aufstellung der Mahlgänge in Reihen nach Fig. 109 (a. f. S.) gewählt werden. Wollte man die Mahlgänge direct von einer liegenden Welle mittelst Riemen an-

treiben, so würde man sich der halb geschränkten Riemen zu bedienen haben, eine Anordnung, welche indeß nur selten gewählt zu werden pflegt.

Das Aus- und Einrücken der mit Riemen betriebenen Mahlgänge wird mit Hülfe von Spannrollen vorgenommen, *S* in Fig. 109, die man in geeigneter Weise durch Zugvorrichtungen gegen das gezogene Riemenende

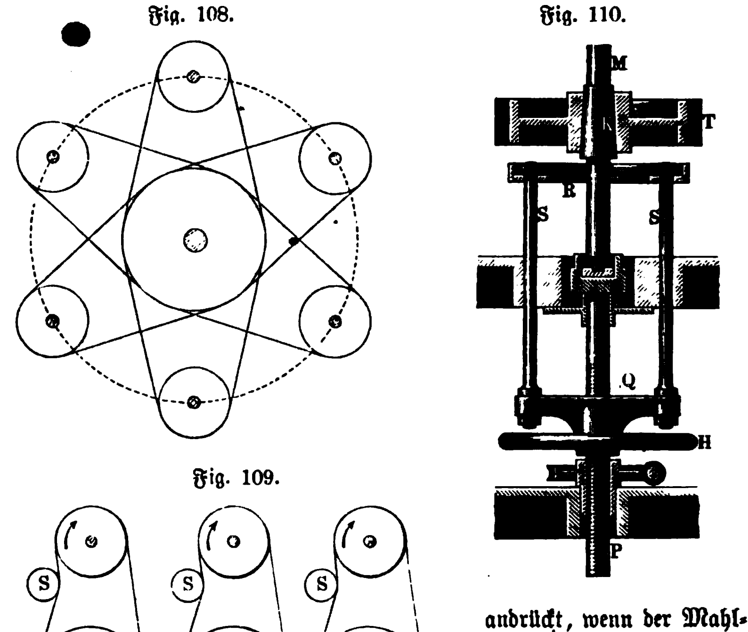


Fig. 108.

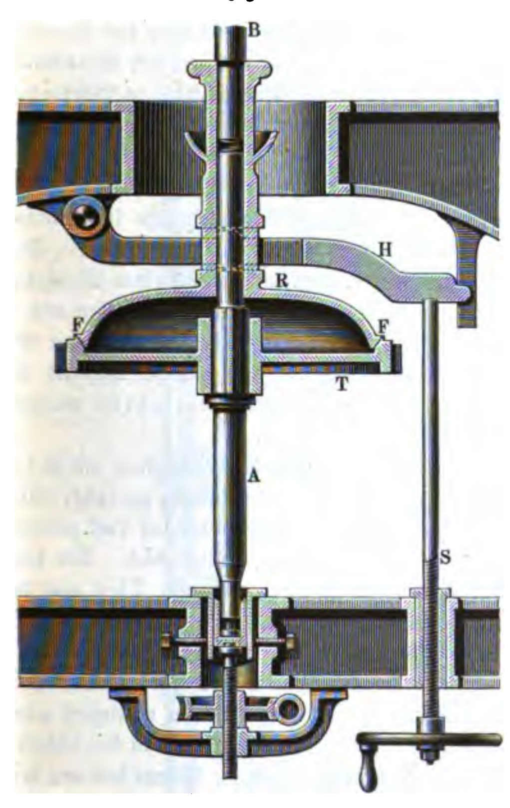
Fig. 110.

Fig. 109.

andrückt, wenn der Mahlgang mitgenommen werden soll, wogegen derselbe in Stillstand gelangt, sobald man durch Nachlassen der Spannrolle die Riemenspannung aufhebt. Es wurde schon bemerkt, daß hierbei ein Einrücken des Mahlganges jederzeit möglich ist, auch wenn die treibende Welle sich in voller Bewegung befindet, da bei dem Einrücken ein Stoß durch die Trägheit der Masse des ruhenden Steines nicht erzeugt werden kann, insofern nämlich der Riemen nach stattgefundenem Einrücken zunächst einem Gleiten auf der Scheibe ausgesetzt ist, bis der Stein die richtige Geschwindigkeit angenommen hat. In dieser Beziehung steht der Antrieb durch Zahnräder dem Riemenbetriebe nach. Es wird nämlich bei jenem das Ausrücken eines

Ganges dadurch bewirkt, daß die feste Verbindung des Steingetriebes mit dem Mühleisen aufgehoben wird. Eine zu diesem Zwecke dienende Einrichtung ist in Fig. 110 angegeben. Das Steingetriebe *T* sitzt hierbei auf dem kegelförmigen Ansatze *K* des Mühleisens *M*, welches durch Nuth und Feder von dem Getriebe *T* mitgenommen wird. Zum Zwecke des Ausrückens wird ein unter den Kranz des Getriebes greifender Ring *R* vermittelst der beiden Schubstangen *S* emporgehoben, wozu die zur Steinstellung angewendete Schraubenspindel *P* dient. Auf dieser Spindel ist nämlich die äußerlich zu einem Handrade *H* ausgebildete Mutter angebracht, welche bei ihrer Umdrehung ihre aufsteigende Bewegung dem Querarme *Q* und damit dem Ringe *R* mittheilt.

Fig. 111.



In Fig. 111 ist noch diejenige Einrichtung angegeben, welche zu dem Zwecke ausgeführt worden ist, um auch bei Räderantrieb jederzeit ein Einrücken zu gestatten. Das Mühleisen besteht hierbei aus zwei Theilen, *A* und *B*, von denen der untere *A* durch das Steingetriebe *T* fortwährend in Umdrehung gesetzt wird, während der obere durch die Haue mit dem Steine verbundene Theil *B* die Umdrehung nur empfängt, sobald die Reibungskuppelung *F* in Thätigkeit kommt. Im eingerückten Zustande drückt der Stein mit seinem ganzen Gewichte auf den Teller *R*, wodurch dessen kegelförmig abgedrehter Rand in den entsprechend ausgedrehten Radkranz *T* genügend eingepreßt wird, um das Mitnehmen des Steines zu sichern. Zum Ausrücken genügt eine geringe Erhebung des Steines mit Hülfe der Schraube *S*

und des Hebels H, und es ist ersichtlich, daß bei dem Einrücken des ruhenden Steines das in den ersten Augenblicken stattfindende Gleiten der Kegelflächen die sonst eintretende Stoßwirkung beseitigt. Diese Einrichtung der Mahlgänge hat sich indessen nur wenig Anwendung verschaffen können, sie hat die Nachtheile größerer Kostspieligkeit und einer wegen der complicirteren Einrichtung geringeren Dauerhaftigkeit.

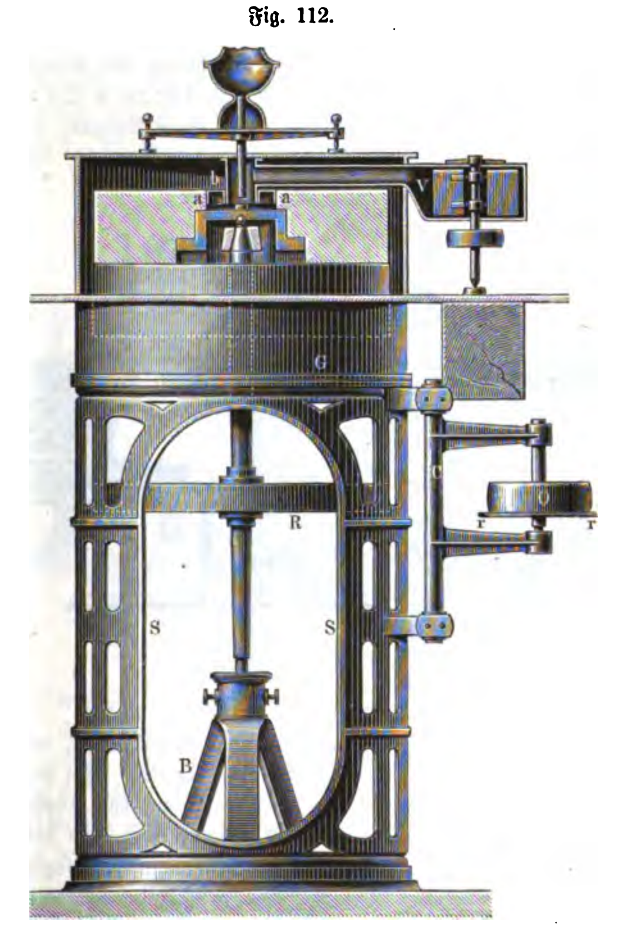
§. 37. **Ventilation der Mahlgänge.** Bei dem Vermahlen des Getreides stellt sich immer wegen der erheblichen Reibungs- und anderen Widerstände eine beträchtliche Erhitzung ein, welche mancherlei Nachtheile im Gefolge hat. Es wird hierdurch namentlich die in dem Getreide enthaltene Feuchtigkeit theilweise verdunstet, und da die mit dem Schrot entweichenden Dämpfe sich an den kühleren Stellen der Ableitung wieder zu tropfbarem Wasser verdichten, so bildet sich hierbei eine kleisterähnliche Masse, welche in Gährung übergeht und die Güte des Mahlproductes wesentlich beeinträchtigt. Dieser Uebelstand tritt um so stärker hervor, je größer die auf einen Mahlgang verwendete mechanische Arbeit ist, je mehr Getreide also aufgegeben und je mehr dasselbe zerkleinert wird. Aus dem letzteren Grunde pflegt die Erhitzung bei dem Flachmahlen besonders merklich zu sein, während der mässige Angriff des Gutes bei dem Hochmüllereiverfahren meistens eine bedeutende Erwärmung nicht im Gefolge hat.

Um diesen Uebelständen zu begegnen, hat man die Mahlgänge mit Ventilation versehen, d. h. man hat Mittel in Anwendung gebracht, durch welche bei dem Mahlen beständig ein Strom atmosphärischer Luft zwischen den Mahlflächen hindurch von innen nach außen geführt wird. Die hierdurch erreichte Abkühlung des Mahlgutes rührt nur zum Theil von der Wärmeaufnahme seitens der hindurchtretenden Luft her, großentheils ist sie dem Umstande zu danken, daß diese Luft für eine schnelle Fortführung der ganz feinen Theilchen sorgt, wodurch der zur Zerkleinerung nöthige Arbeitsaufwand und damit auch die erzeugte Wärme verringert wird. Ein Hauptvortheil der Ventilation besteht außerdem gerade in der lebhafteren Bewegung des Mahlgutes nach außen, so daß die Menge des von dem Mahlgange zu verarbeitenden Materials bei Anwendung der Ventilation bedeutend größer ausfällt, als ohne eine solche. Der Arbeitsaufwand jedoch für eine bestimmte Menge des Mahlgutes fällt nach den darüber bekannt gewordenen Erfahrungen geringer bei der Ventilation aus. Nach den Angaben von Armengaud stellte sich bei vergleichenden Versuchen heraus, daß die bei der Anwendung von Ventilation vermahlene Menge des Getreides mehr als 2,5 mal so groß war, als die von demselben Mahlgange ohne Ventilation in gleicher Zeit vermahlene, und daß der Kohlenverbrauch zum Betriebe der Dampfmaschine bei Anwendung von Ventilation sich zu

10,9 Pfd. für jeden Centner Getreide stellte, während dieser Verbrauch sich ohne Ventilation zu 14 Pfd. bezifferte, so daß eine Krafterſparniß von 22 Proc. sich ergab.

Die Art und Weise, wie die Luft zwischen die Mahlflächen geführt wird, ist eine verschiedene, je nachdem der in Anwendung kommende Ventilator

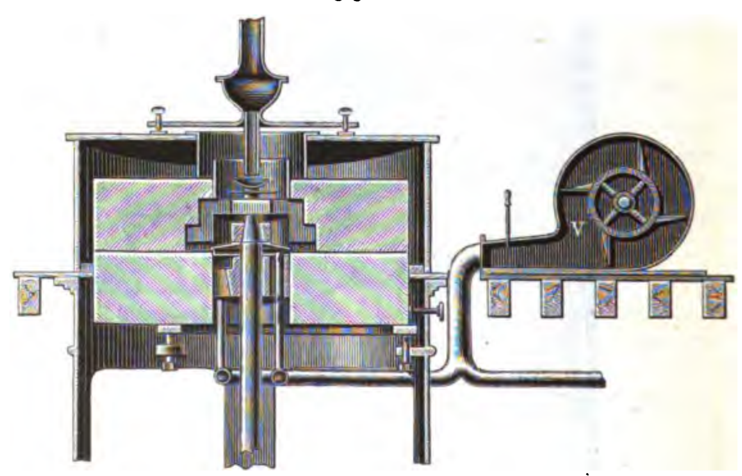
Fig. 112.



blasend oder saugend wirkt. Die älteste Anordnung, welche zum Zwecke der Ventilation in Anwendung kam, bestand in mehreren Canälen, die in dem Läufer ausgespart waren, und welche einerseits in der Mahlbahn in schlitzförmigen Oeffnungen austraten, während ihre oberen Ausmündungen mit hervorstehenden Flügeln versehen waren, die bei der Umdrehung des

Läufers das Schöpfen der Luft bewirkten, welche auf diese Weise zwischen den Steinen hindurchgepreßt wurde. Diese Anordnung hat sich trotz ihrer scheinbaren Einfachheit nicht erhalten, wahrscheinlich weil die Anfertigung der Canäle in den Steinen mit Unbequemlichkeiten verbunden und die Wirkung nicht zufriedenstellend gewesen ist. Man pflegt in neuerer Zeit die Luft durch ein außerhalb des Mahlganges aufgestelltes Flügelrad von der in Th. III, 2 angegebenen Einrichtung in das Auge des Läufers oder des Bodensteines einzudrücken. Die erstere Anordnung mit Einführung der Luft durch das Auge des Läufers ist durch Fig. 112 (a. v. S.) versinnlicht. Damit hierbei die Luft in beabsichtigter Weise ihren Ausgang zwischen den Steinen hindurch wählt und nicht nach oben hin entweicht, ist es nöthig,


Fig. 113.

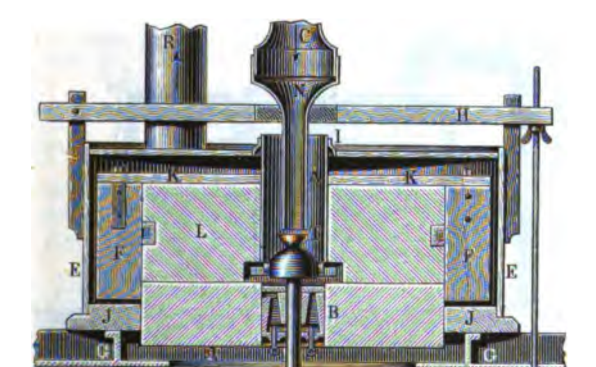


den Steinrand luftdicht gegen das Läuferauge abzuschließen, wozu der in den Läufer eingesetzte Ring *a* und das Rohr *b* dienen. Ein solcher Ventilator wie *V* kann natürlich für eine größere Anzahl von Mahlgängen die Ventilation bewirken; auch kann die Zuführung der Luft in das Auge des Bodensteines durch ein oder zwei die Steinbüchse durchsetzende Röhren nach Fig. 113 geschehen. Die von dem Flügelrade beförderte Luft hat natürlich eine etwas höhere Pressung als die atmosphärische. Aus diesem Umstande hat man der hier besprochenen Ventilation durch Einpressen der Luft oder Pulsion den Vorwurf gemacht, daß dabei die Entfernung der Feuchtigkeit weniger gut zu erzielen sei, da die Verdunstung durch den höheren Druck behindert wird, auch führt die aus den undichten Stellen des Steinrandes sich nach außen verbreitende Luft feine Mehltheilchen mit sich,

womit nicht nur ein Verlust an Stoff, sondern auch eine Verunreinigung der Luft und Belästigung des Personals verbunden ist.

Aus diesen Gründen ist man in neuerer Zeit meistens dazu übergegangen, die Luft aus dem Steinrande **abzusaugen** und spricht in diesem Falle von einer Ventilation durch **Aspiration**. Hierbei hat man den Umlauf oder Steinrand durch eine hinreichend weite Röhre mit der Saugeöffnung des Flügelrades in Verbindung zu bringen und dafür zu sorgen, daß die von diesem Rade aus dem Steinrande abgesaugte Luft nur auf dem Wege durch das Steinauge und zwischen den Mahlflächen entlang durch neue atmosphärische Luft ersetzt werden kann. Zu diesem Zwecke ist aber nicht nur der dichte Abschluß des Steinrandes gegen das Läuferauge erfor-

Fig. 114.

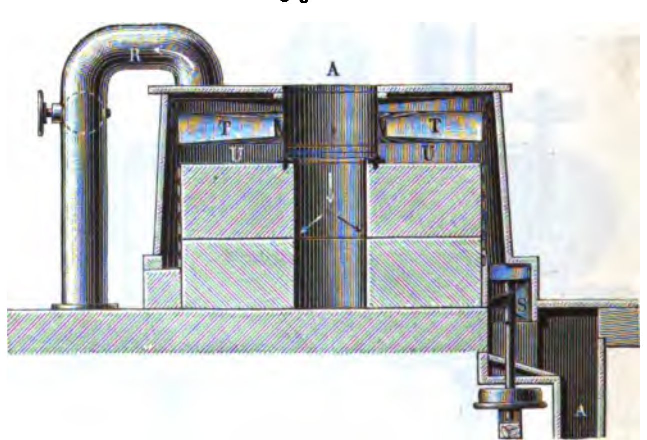


derlich, sondern es muß auch der Steinrand selbst luftdicht gearbeitet und auch gegen den Steinboden luftdicht abgeschlossen sein. Ebenso darf auch die Schrotrinne, durch welche das gemahlene Getreide oder Schrot entweicht, der angesaugten Luft einen Zutritt nicht gestatten. Zu diesem Zwecke läßt man diese Schrotrinne immer zu einem gewissen Theile mit Schrot erfüllt, indem man aus der unteren Austrittsöffnung das Gut nur langsam austreten läßt. Man kann sich hierzu entweder eines unter der Mündung der Schrotrinne angebrachten Rüttelschuhes oder einer selbstthätigen Abschlußvorrichtung in der Rinne bedienen, welche von Zeit zu Zeit das erzeugte Schrot entweichen läßt. Anstatt der Anordnung eines besonderen Flügelrades zum Absaugen der Luft hat man wohl auch den Läufer *L*, Fig. 114, selbst mit schaufelartigen Flügeln *F* an seinem Umfange versehen, durch deren Bewegung die in dem Steinrande enthaltene Luft durch ein auf demselben angebrachtes

Rohr R ausgetrieben wird, so daß neue Luft durch das Steinauge A nachgezogen wird.

Die aus dem Umlaufe oder Steinrande entweichende Luft führt man zuweilen in eine besondere Dunstkammer, d. h. einen erweiterten Raum, in welchem die mit der Luft mitgeführten feinen Staubtheilchen Gelegenheit zum Absetzen finden. Diese Staubtheilchen sind meistens nicht mehr verwendbar, indem dieselben zusammen mit den sich niederschlagenden Wasserdämpfen eine kleisterähnliche, der Fäulniß unterworfene Masse bilden, aus welchem Grunde man auch wohl die abgesaugte Luft direct ins Freie entweichen läßt. Man hat aber, um den hiermit verbundenen Verlust an Mehl zu vermeiden, auch vielfach eine Filtrirung der Luft in der Weise vorgenommen, daß man

Fig. 115.



dieselbe vor ihrem Entweichen zwingt, durch die Zwischenräume eines Gewebes hindurchzutreten, wobei die mitgeführten Mehltheilchen zurückgehalten werden. Eine dementsprechende Einrichtung von Jaacks und Behrns[1]) ist in Fig. 115 angegeben. Der außerhalb der Mahlgänge an geeignetem Orte aufgestellte Aspirator saugt die Luft durch das Rohr R aus dem oberen Theile des Umlaufes ab, welcher von dem unteren U durch das in Zickzackform angebrachte Tuch T aus losem Wollstoff abgetrennt ist. Da die atmosphärische Luft nur von oben durch das Läuferauge A und zwischen den Mahlflächen hindurch Zutritt hat, so setzen sich die von der Luft mitgeführten Staubtheilchen auf der dem Steine zugewendeten Fläche des Filtertuches ab, welches durch Abklopfen von Zeit zu Zeit davon zu befreien ist.

[1]) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, 2. Band.

Die in der Figur angedeutete Schnecke S hat den Zweck, vermöge ihrer Umdrehung das erzeugte Schrot stetig aus dem Steinrande zu entfernen und der Schrotrinne A zuzuführen.

Geschwindigkeit und Betriebskraft der Mahlgänge. Die Geschwindigkeit, mit welcher man die Mühlsteine umgehen läßt, ist mit Rücksicht auf die dabei auftretende Fliehkraft, welche die Steine auf ihre Festigkeit gegen Zerreißen beansprucht, eine beschränkte. Nach den Angaben von Wiebe pflegt man den Steinen erfahrungsmäßig keine größere Umfangsgeschwindigkeit als $30' = 9{,}42$ m zu geben, und geht andererseits auch nicht unter $20' = 6{,}28$ m mit dieser Geschwindigkeit herunter. Diesen Angaben zufolge bestimmt sich die minutliche Umdrehungszahl eines Steines vom Durchmesser d zu

§. 38.

$$n_{min} = \frac{60 \,.\, 6{,}28}{3{,}14 \,.\, d} = \frac{120}{d} \text{ bis } n_{max} = \frac{60 \,.\, 9{,}42}{3{,}14 \,.\, d} = \frac{180}{d}.$$

Hiernach ist den gewöhnlichen Durchmessern der Steine zwischen 0,9 und 1,6 m entsprechend die folgende Tabelle der Umdrehungszahlen berechnet:

d	= 0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter
n_{min}	= 133	120	109	100	92	86	80	75	71	Umdrehungen
n_{max}	= 200	180	164	150	138	128	120	112	106	in der Minute.

Mit der Umdrehungsgeschwindigkeit der Steine steht die von denselben vermahlene Getreidemenge in bestimmtem Verhältnisse, und hiermit auch die erforderliche Arbeit. Diese beiden Größen sind aber andererseits auch von der Härte oder Widerstandsfähigkeit der Steine abhängig, insofern als weiche Steine wie die Sandsteine bei einer bestimmten Beanspruchung sich schneller abnutzen und ihre Schärfe verlieren, als die aus widerstandsfähigerem Stoffe hergestellten französischen Steine. Man kann in dieser Hinsicht nach Wiebe annehmen, daß Sandsteine nur ungefähr 0,6 desjenigen Materials verarbeiten können, welches unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleichen Durchmessern und Geschwindigkeiten, von französischen Steinen vermahlen werden kann.

Ueber den zum Vermahlen des Getreides erforderlichen Arbeitsaufwand sind nur wenig Angaben bekannt geworden. Nach Wiebe soll man annehmen dürfen, daß mit einer Pferdekraft stündlich $q = 46$ Liter Weizen oder 48 Liter Roggen einmal fein geschroten werden kann, wenn der Mahlgang mit Ventilation versehen ist; während diese Leistung bei Mahlgängen ohne Ventilation nur $q = 33$ Liter Weizen und bezw. 36 Liter Roggen beträgt. Die Nebenhindernisse des Mahlganges, welche demselben durch die Reibung in den Lagern und Betriebsmitteln, sowie durch den Luftwiderstand erwachsen, sollen nach derselben Quelle mit durchschnittlich $^1/_4$ bis $^1/_5$ Pferde-

kraft für jeden gut ausgeführten Mahlgang anzunehmen sein, so daß man bei einem Gesammtarbeitsaufwande von N Pferdekraft für den Mahlgang auf eine stündlich zu verschroteude Menge von $\left(N - \frac{1}{4}\right) q$ rechnen kann.

Um zu einer gewissen Beziehung zwischen der Geschwindigkeit der Steine und dem erforderlichen Kraftaufwande zu gelangen, stellt Wiebe eine Betrachtung an, wie sie im Folgenden in allgemeinen Umrissen wiedergegeben ist.

Bezeichnet man mit h die lichte Höhe des Zwischenraumes zwischen den beiden Steinen an deren Umfange, durch welchen Zwischenraum das Mahlgut mit der radialen Geschwindigkeit u ausgeworfen werden möge, so kann man das Volumen des in jeder Secunde austretenden Gutes durch $V = \pi d u h$ ausdrücken, wenn d den Durchmesser des Steines bedeutet. Das Volumen des austretenden Schrotes wird man proportional mit demjenigen des eingeführten Getreides Q anzunehmen haben, so daß man etwa $V = \alpha Q$ setzen kann, wenn α einen constanten Coefficienten und Q die in der Minute vermahlene Getreidemenge bedeutet. Auch wird man voraussetzen dürfen, daß die Geschwindigkeit u, mit welcher das Gut austritt, von der Umfangsgeschwindigkeit v der Steine abhängig ist, und es möge angenommen werden, daß die Austrittsgeschwindigkeit direct mit der Umfangsgeschwindigkeit v wachse, es möge also $u = \beta v = \beta \frac{\pi d n}{60}$ gesetzt werden, worin β ebenfalls eine constante Zahl und n die Umdrehungszahl für eine Minute vorstellt. Man erhält unter diesen Voraussetzungen:

$$V = \alpha Q = \pi d u h = \pi d v \beta h = \frac{\pi d n \; \pi d \beta h}{60.},$$

woraus $\frac{Q}{d^2 n} = \frac{\pi^2 \beta h}{60 \alpha} = Const.$ folgt.

Um den Werth der Constanten festzustellen, kann man ein Erfahrungsergebniß zu Grunde legen und zwar wird von Wiebe angegeben, daß erfahrungsmäßig die größte Leistung eines Mahlganges mit französischen Steinen und unter Verwendung von Ventilation stündlich in dem Feinschroten von 5 Scheffel = 275 Liter Weizen besteht, wenn hierbei die Steine einen Durchmesser von 1,41 m haben, und die Umfangsgeschwindigkeit 8,8 m, also die Umdrehungszahl $n = \frac{60 . 8,8}{3,14 . 1,41} = 118$ beträgt.

Mit diesen Werthen geht oben gefundene Gleichung über in $\frac{275}{60 . 1,41^2 \, 118}$ $= 0,0194$, und wenn man noch die größte Leistung einer Pferdekraft stünd-

lich zu 48 Liter, also für jede Minute zu 0,8 Liter annimmt, und demgemäß $Q = 0{,}8\,N$ einführt, so erhält man

$$\frac{Q}{d^2 n} = \frac{0{,}8\,N}{d^2 n} = 0{,}0194, \text{ daher } \frac{N}{d^2 n} = 0{,}024.$$

Nimmt man als den größten, in der Ausführung gebräuchlichen Steindurchmesser $d = 1{,}75$ m und für denselben eine größte Umfangsgeschwindigkeit $v = 30' = 9{,}42$ m, also eine Umdrehungszahl von $\frac{60 \,.\, 9{,}42}{3{,}14 \,.\, 1{,}75} = 103$ an, so erhält man aus der gefundenen Gleichung das größte Arbeitsmoment, welches durch einen Mahlgang mit französischen Steinen aufgebraucht werden kann, zu $N = 1{,}75^2 \,.\, 103 \,.\, 0{,}024 = 7{,}6$ Pferdekraft. Für Sandsteine würde sich unter gleichen Verhältnissen nach der oben gemachten Angabe der Arbeitsaufwand nur zu 0,6 des von französischen Steinen erforderten stellen, so daß für Sandsteine die obige Gleichung übergeht in $\frac{N}{d^2 n} = 0{,}0144$, und das größte aufzuwendende Arbeitsmoment zu $0{,}6 \,.\, 7{,}6 = 4{,}56$ Pferdekraft sich berechnet. Die so gefundenen Gleichungen können natürlich nur einen ungefähren Anhalt für die Beurtheilung des Kraftaufwandes gewähren, es ist aus ihnen die folgende Zusammenstellung berechnet worden:

Tabelle für die Umdrehungszahlen von Mühlsteinen.

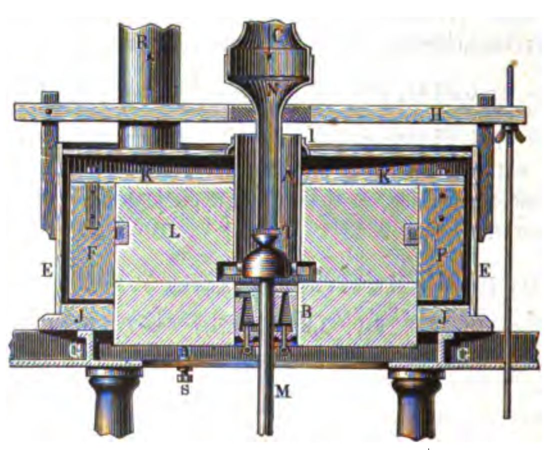
	d = 0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter
N = 3 Pfdk.	154	125	103	—	—	—	—	—	—	französische Steine
N = 4 „	—	166	137	111	98	—	—	—	—	
N = 5 „	—	—	—	144	123	106	93	82	72	
N = 6 „	—	—	—	—	—	127	111	98	87	
N = 7 „	—	—	—	—	—	—	—	114	101	
N = 3 „	—	—	—	144	123	106	98	82	72	Sandsteine.
N = 4 „	—	—	—	—	—	—	—	108	96	

Beispiele von Mahlgängen. In Folgendem seien noch einige neuere Mahlganganordnungen besprochen. §. 39.

In Fig. 116 (a. f. S.) ist einer der Mahlgänge angegeben, welche ehedem in den Königlichen Mühlen in Berlin in Thätigkeit waren. Der mittelst einer Kugelhaue auf dem Mühleisen M ruhende Läufer L von 1,25 m Durchmesser erhielt seine Umdrehung durch ein Zahngetriebe auf einem kegelförmigen Ansatze des Mühleisens von einer stehenden Königswelle aus, welche drei oder vier gleicher Mahlgänge in Bewegung setzte und selbst durch ein unterschlächtiges Wasserrad den Antrieb erhielt. Die Unterstützung des Spurzapfens durch das Spurlager und die verticale Verstellung dessel-

den durch die Schraubenspindel, deren Mutter durch eine Schraube ohne Ende gedreht wird, ist nach dem Vorhergegangenen aus der Fig. 110 ersichtlich, ebenso wie die Ausrückung des Ganges durch Abheben des Getriebes *T* von seinem Sitze vermittelst des Handrades *H* und des Ringes *R*. Der mit der Steinbüchse *B* versehene Bodenstein *C* ruht auf der durch eiserne Säulen gestützten gußeisernen Schale *G* mittelst dreier Stellschrauben *s*, welche eine genaue Einstellung in die wagerechte Lage ermöglichen. Auf dieser Schale ruht auch der faßartig aus Holz gefertigte Steinrand *E*, welcher unten dicht an das Geschlinge *J* angefügt ist und ebenfalls in dem Deckel mit Hülfe des Lederkranzes *l* sich luftdicht an das Rohr *A* anschließt, das in dem Läufer befestigt


Fig. 116.

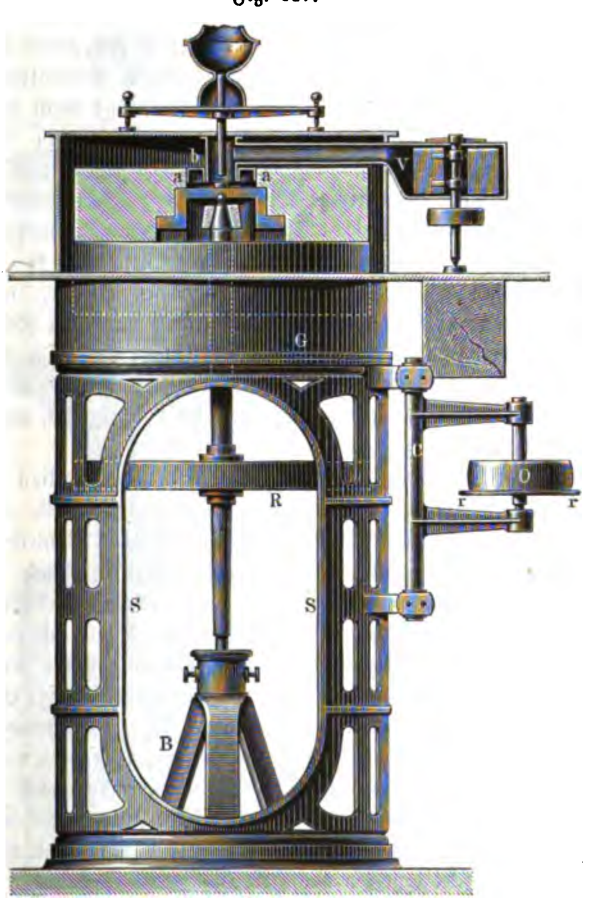


ist. Dieser überall dichte Abschluß ist wegen der Ventilation erforderlich, welche hier in einfacher Art durch die vier hölzernen Flügel *F* erzielt ist, die mittelst des Lattenkreuzes *K* an dem Läufer befestigt worden sind. Die von diesen Flügeln bei ihrer Umdrehung mitgenommene Luft wird, wie durch die Flügel eines Ventilators, nach außen gepreßt und gezwungen, durch das Rohr *R* zu entweichen, welches von dem Deckel des Steinrandes ausgeht und in einer Dunstkammer in dem Bodenraume des Mühlengebäudes das Absetzen der mitgerissenen Mehltheilchen ermöglicht. Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Abfallrohre *C*, an welches sich bei *N* ein vertical verschieblicher Trichter anschließt, der das Getreide auf den Streuteller *T* fallen läßt, welcher, auf der Haue befestigt, an der Umdrehung des Mühleisens sich betheiligt. Durch den Hebel *H* kann eine geringe Hebung oder Senkung des Trichters *N* vorgenommen werden, um den Zwischenraum zwischen

diesem Rohre und dem Streuteller behufs Regelung der zuzuführenden Menge zu verändern.

Einen Mahlgang für Riemenbetrieb zeigt Fig. 117. Zunächst ist die Unterstützung desselben durch die weite gußeiserne, mit Durchbrechungen ver-

Fig. 117.



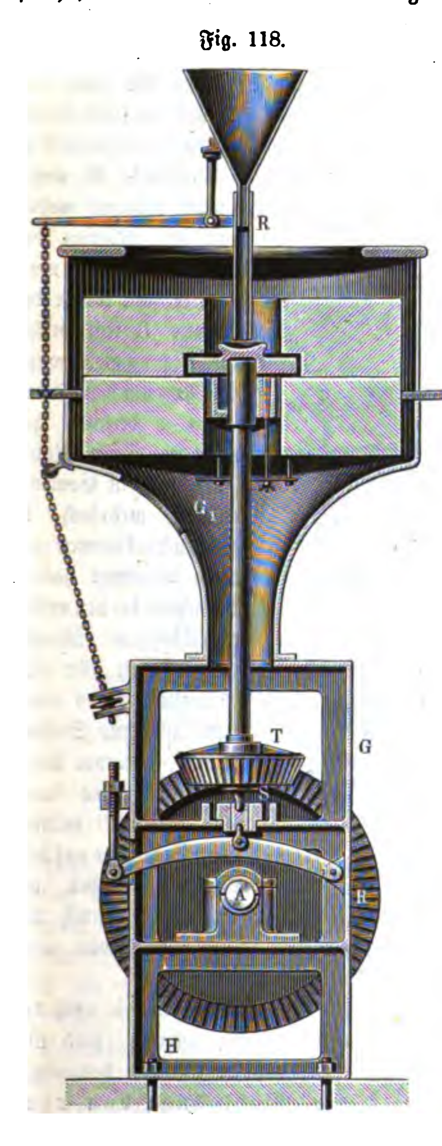
sehene Säule S bemerkenswerth, welche auf ihrer Fußplatte den Bock B zur Aufnahme des Spurlagers trägt, während sie oberhalb mit der Schale G versehen ist, die den Bodenstein mit Hülfe eines eisernen Dreiecks und dreier Schrauben unterstützt. Diese Anordnung eines ganz selbständigen Gestelles für jeden einzelnen Mahlgang gewährt nicht nur gewisse Bequemlichkeiten in Betreff der Aufstellung und Anordnung der Mahlgänge, sondern

auch noch den besonderen Vortheil, daß durch ein einseitiges Setzen oder Nachgeben der Fundamente nicht das ganze Mühlengerüst in Mitleidenschaft gezogen wird, wie dies der Fall ist, wenn für mehrere Gänge ein gemeinsames Gerüst angeordnet wird. Die Bewegung des Läufers erfolgt hier durch einen Riemen auf die Riemscheibe *R* des Mühleisens, und man bewirkt das Aus- und Einrücken mit Hülfe der Spannrolle *O*, welche durch die Drehung der Axe *C*, an der ihre Lager befestigt sind, gegen den Riemen gedrückt werden kann, so daß die dadurch erzeugte Riemenspannung zur Mitnahme des Läufers genügt. Wird die Spannrolle durch entsprechende Drehung der Axe *C* zurückgezogen, so findet der nunmehr in Ruhe kommende Riemen seine Unterstützung durch den vorstehenden Rand *r* der Spannrolle *O*, sowie durch einige Stifte, welche zu dem Zwecke an geeigneten Stellen angebracht sind. Da hierbei die Bewegung mehrerer Mahlgänge von einer gemeinschaftlichen Königswelle geschieht, so müssen die Riemen derselben unter einander angeordnet werden, woraus sich ergiebt, daß man auch hier nur eine beschränkte Anzahl von höchstens sechs Gängen von derselben Königswelle aus betreiben kann. Die Einrichtung der Centrifugalaufschüttung ist aus der Figur ersichtlich, die Anordnung des Ventilators *V*, welcher durch das Läuferauge die Luft einbläst, wurde bereits oben besprochen.

Der in Fig. 118 dargestellte Mahlgang, dessen Construction von Fairbairn herrührt, ist für den Betrieb durch eine liegende Welle *A* eingerichtet, welche mittelst des Kegelrades *R* und des auf dem Mühleisen sitzenden Getriebes *T* die Umdrehung des Steines hervorruft. Auch hier ist die Unterstützung des Mahlganges durch ein ganz aus Eisen gebildetes Gestell *G* bewirkt, welches unterhalb eine kastenförmige Gestalt mit eingegossenen Querträgern zur Unterstützung des Spurlagers *S* und der Triebwelle *A* erhalten hat, während der obere Theil durch eine glockenförmige Erweiterung G_1 in die cylindrische Schale zur Aufnahme des Bodensteines übergeht. Durch Verschraubung ist jede Schale mit derjenigen des neben befindlichen Mahlganges oder am Ende der Reihe mit dem Gemäuer oder Gebälk fest verbunden, so daß eine isolirte Aufstellung hier nicht stattfindet, wie bei dem in Fig. 117 dargestellten Mahlgange. Auch der Steinrand ist hier von Eisen, nur der Deckel desselben aus Holz, die weite Oeffnung in demselben gestattet der Luft zwischen dem Läufer und dem Steinrande freien Zutritt, eine Ventilation ist nicht angeordnet. Die Zuführung mit Hülfe des stellbaren Rohres *R* und des auf der Kugelhaue angebrachten Streutellers ist aus der Figur ersichtlich. Die Ausrückung erfolgt durch das Anheben des Getriebes *T* in der aus der früheren Fig. 110 bekannten Weise. Daß diese Anordnung des Mahlganges sich insbesondere für die reihenweise Aufstellung der Gänge eignet, ergiebt sich ohne Weiteres.

Die bisher besprochenen Mahlgänge sind sämmtlich oberläufige, d. h. solche, bei denen der obere Stein umgedreht wird. Man hat in neuerer

Fig. 118.

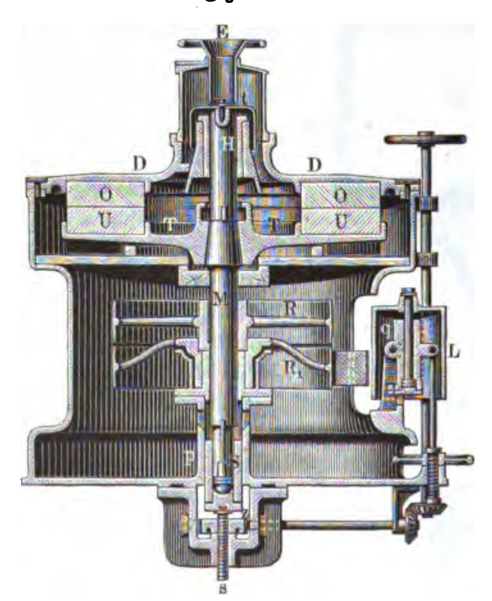


Zeit auch mehrfach der Ausführung von unterläufigen Mahlgängen seine Aufmerksamkeit zugewandt, bei denen der untere Stein die Umdrehung erhält, während der obere Stein festgelegt wird, doch scheint die Anwendung derselben bisher nur eine vereinzelte geblieben zu sein, trotz der Vortheile, die sie in Betreff der leichteren Ausführung und eines besseren Einziehens des Mahlgutes gewähren. Ein unterläufiger Mahlgang von D. Uhlhorn[1]) ist in Fig. 119 (a. f. S.) dargestellt. Der untere bewegte Stein U ist hierbei mittelst des gußeisernen Tellers T auf dem Mühleisen M befestigt, welches in dem Spurlager S seine Stütze findet, und oberhalb der Steine in dem Deckel des Steinrandes bei H in einem Halslager in solider Art geführt wird. Der ebenfalls aus Gußeisen gefertigte Deckel D trägt mittelst Schrauben den oberen Stein O, welcher einer Verstellung nicht befähigt ist. Die Steinstellung wird vielmehr wie bei den oberläufigen Gängen durch Heben und Senken der Spur bewirkt, die zu dem Ende auf der Schraube s ruht, deren lothrechte Verschiebung durch

[1]) D. R.-P. Nr. 15816.

die Umdrehung des innerlich mit den Muttergewinden versehenen Schneckenrades z geschieht. Das aus dem Zuführungsrohre E auf den Streuteller t fallende Mahlgut wird durch den im Auge des Obersteines angebrachten kegelförmigen Einsatz H gleichmäßig den Mahlflächen zugeführt. Zum Betriebe des stehenden Mühleisens von einer liegenden Triebwelle dient ein halbverschränkter Riemen, welcher durch die Leitrolle L auf die feste Riemscheibe R geführt wird. Um ein bequemes Ausrücken des Mahlganges zu ermöglichen, ist unterhalb der festen Scheibe R eine Leerscheibe R_1 angebracht, welche lose auf einem Ansatze des Lagerständers läuft, und auf welche man den Riemen dadurch leitet, daß man der Axe, um welche die Leitrolle L sich dreht, eine Neigung giebt, wozu diese Axe um den Querbolzen q drehbar gemacht ist. Diese Mahlgänge sind in Cementfabriken mehrfach in Gebrauch gekommen und sollen befriedigt haben. Man hatte bei den ersten unterläufigen Mahlgängen auch für eine Beweglichkeit des einen oder anderen Steines gesorgt, entweder durch Aufhängung des unteren Steines mittelst einer Kugelhaue auf dem Mühleisen, oder dadurch, daß man den oberen Stein mit Hülfe von vier Zapfen nach Art eines Schiffscompasses aufhing; in neuerer Zeit scheint man davon mehr und mehr zurückzukommen.

Fig. 119.



Diejenigen Mahlgänge, bei denen man sowohl den unteren wie auch den oberen Stein, beide nach entgegengesetzten Richtungen, umdreht, sind nirgends zur praktischen Anwendung gekommen, dasselbe gilt von denjenigen Anordnungen, welche einen Betrieb der Mahlgänge von oben bezwecken, nur etwa in Windmühlen hat diese Betriebsweise Anwendung gefunden. Dagegen mag hier noch einer Anordnung gedacht werden, welche neuerdings mehrfach Gebrauch gefunden hat, und bei welcher der Stein um

eine liegende Axe bewegt wird. Eine solche von Umfried[1]) angegebene Mühle ist in Fig. 120 dargestellt. Der auf der wagerechten Axe A befestigte Läufer L ist zwischen zwei zu beiden Seiten angebrachten festen Steinen F_1 und F_2 befindlich, durch welche hindurch das Mahlgut aus dem darüber angebrachten Rumpfe B den beiderseitigen Mahlflächen zugeführt wird. Die beiden festen Steine sind in gußeisernen Schalen angebracht, welche als Schlitten ausgebildet sind, denen durch die Schraube S mit rechtem und linkem Gewinde vermöge des Stellrades H eine Annäherung an den Läufer in dem durch die Abnutzung gebotenen Betrage ermöglicht ist. Der Antrieb

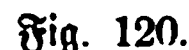
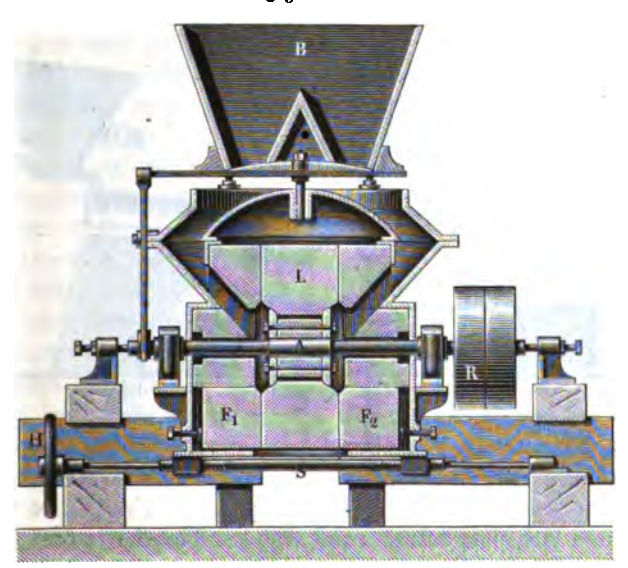


Fig. 120.

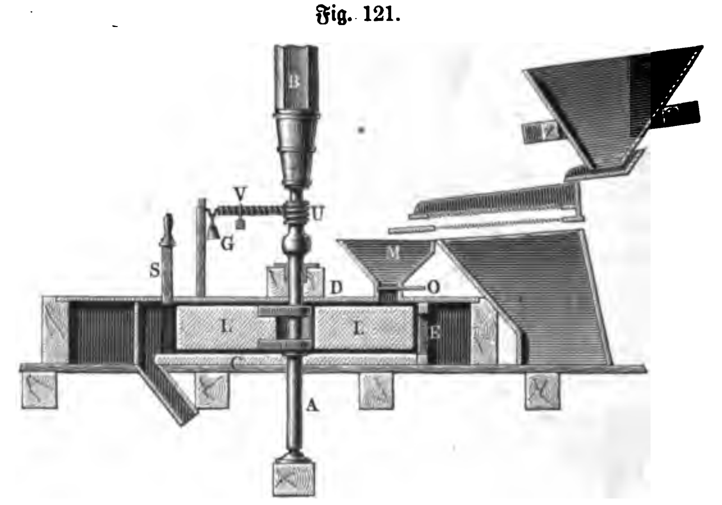


geschieht auf die Riemscheibe R, man hat aber auch die Anordnung so getroffen, daß der Läufer L selbst direct als Riemscheibe Verwendung findet, wodurch das Auseinandernehmen behufs Erneuerung der Schärfe wesentlich erleichtert wird. Als Vortheil dieser Anordnung eines liegenden Mühleisens wird die bequeme Lagerung und die erleichterte Bewegungsübertragung angeführt, auch soll das Mahlgut sich schneller durch den Mahlgang hindurchbewegen; dagegen wird eine gleichmäßige Vertheilung des Mahlguts zwischen den Mahlflächen nicht zu erreichen sein, so daß die Abnutzung der Steine jedenfalls eine einseitige sein wird. Eine größere Verbreitung haben auch diese Mahlgänge nicht gefunden.

[1]) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

§. 40. **Schälgänge.** Während bei allen bisher besprochenen Mahlgängen die Bearbeitung des Mahlguts zwischen den ebenen Flächen der cylindrischen Steine erfolgt, giebt es auch solche Mühlen, deren Steine mit ihren cylindrischen Mantelflächen wirken. Hierzu sind in erster Reihe die sogenannten Graupengänge und die Maschinen zum Schälen von Hirse, Reis und ähnlichen Früchten zu rechnen. Es handelt sich bei diesen Maschinen nicht sowohl um eine eigentliche Zerkleinerung von Stoffen, sondern hauptsächlich um die Entfernung der die Oberfläche der Körner bildenden Hülsen, sowie um die Herstellung kugelförmiger Stücke aus den Getreidekörnern bei den Graupengängen. Dieser Erfolg wird bei den in Frage

Fig. 121.



kommenden Maschinen dadurch erzielt, daß das Material in dem Zwischenraume zwischen dem Umfange des Steines und einem den letzteren rings umgebenden Mantel einer reibenden Wirkung von Seiten der rauhen Steinfläche sowohl, wie derjenigen des gedachten Mantels unterworfen wird. Zu dem letzteren Zwecke wird der Mantel in der Regel aus Eisenblech hergestellt, welches nach Art der bekannten Reibeisen aufgehauen ist, so daß der hervorragende Grat der Durchbrechungen ein Angreifen der Oberfläche bewirkt. Auch ist die Reibung der einzelnen Körner an einander wesentlich förderlich für die Erzeugung der kugelförmigen Gestalt der Graupen.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen Graupenganges älterer Bauart zeigt Fig. 121. Das lothrechte Mühleisen trägt mittelst der festen Haue den aus einem nicht zu grobkörnigen Sandsteine gefertigten Läufer L und erhält seine Umdrehung direct von der stehenden Welle B. Der Bodenstein fällt weg und es wird der untere Abschluß durch einen mit Eisenblech beschlagenen

Holzboden C ersetzt, auf welchem der den Stein in einem Abstande von etwa 2 cm umgebende Steinrand E befestigt ist. Dieser aus einem Holzgerüst gebildete Steinrand oder Lauf ist innerlich mit besagtem Reibeblech ausgekleidet und oberhalb durch den hölzernen Deckel D abgeschlossen. Durch die Oeffnung O in diesem Deckel tritt das zu vergraupende Getreide (Gerste oder Weizen) ein, nachdem dasselbe einer Vorbereitung in der Regel durch das sogenannte Spitzen unterworfen wurde, d. h. das Abmahlen der Körnerspitzen auf einem Mahlgange gewöhnlicher Einrichtung, dessen Steine so weit aus einander gestellt werden, daß nur die Körnerspitzen angegriffen werden. Das aus dem Vorrathsbehälter kommende Getreide fällt hierbei nicht durch das Läuferauge, sondern es tritt auf die obere Fläche des Steines, so daß es durch die Fliehkraft schnell nach außen befördert wird, um in dem Zwischenraume zwischen Stein und Lauf in spiralförmigen Wegen niederzugehen. In diesem Zwischenraume findet die gedachte Wirkung statt, und es ist hierbei zu genügender Bearbeitung des Getreides erforderlich, dasselbe in dem Zwischenraume eine gewisse Zeit über zu belassen. Aus diesem Grunde kann man bei diesen Maschinen nicht, wie bei den bisher besprochenen Mahlgängen, eine ununterbrochene Zu- und Abführung anordnen, indem bei einer solchen das Mahlgut zu schnell und daher nicht genügend bearbeitet durch die Maschine hindurchgehen würde. Man richtet vielmehr den Betrieb so ein, daß jeweilig eine gewisse Menge Getreide in den Gang eingelassen wird, welche eine bestimmte Zeit darin verbleibt, worauf sie abgelassen und durch eine neue Menge Getreide ersetzt wird. Zu diesem Zwecke ist in dem von dem Behälter M nach unten abgehenden Fallrohre O ein Schieber angebracht, ebenso wie in dem Steinrande oder auch wohl in dem Boden ein anderer Schieber S zum Ablassen der fertig bearbeiteten Graupen angeordnet ist. Es ist natürlich, daß diese beiden Schieber niemals zu gleicher Zeit geöffnet werden dürfen, und daß die Zeit, welche zwischen zwei Aufgaben verstreicht, von dem zu erzielenden Producte abhängt, d. h. davon, ob das Mahlgut mehr oder minder stark angegriffen werden soll. Gewöhnlich schwankt diese Zeit zwischen 10 und 20 Minuten, und um nach Ablauf derselben rechtzeitig das verarbeitete Material durch neues ersetzen zu können, hat man eine Vorrichtung angebracht, welche entweder durch ein Signal den Müller benachrichtigt, oder welche selbstthätig die Abführung des fertigen und die Zuführung des neuen Materials bewirkt. Die erstgedachte Signalvorrichtung, wie sie unter dem Namen des Weckers bei allen älteren Maschinen Anwendung findet, besteht im Wesentlichen aus einem Zählwerk für die Anzahl der von dem Steine vollführten Umdrehungen, welches nach einer gewissen Umdrehungszahl eine Glocke anschlägt. In der Figur ist dieses Zählwerk dadurch hergestellt, daß eine auf dem Mühleisen befindliche Schraube ohne Ende U in ein auf der Spindel V befind-

liches Schneckenrad eingreift, auf diese Weise der Spindel *V* eine langsame Umdrehung mittheilend. Diese Spindel ist ebenfalls mit Schraubengewinden versehen, über welche als Mutter ein Ring gehängt ist, der bei der Umdrehung der Spindel eine langsame Verschiebung erfährt. Sobald derselbe in Folge dieser Verschiebung am Ende der Spindel angekommen ist, fällt er frei von dieser herab und versetzt die Glocke *G* so lange in Schwingungen, bis der Ring aufgehoben und an der betreffenden Stelle der Schraube wieder eingehängt wird. Bezeichnet man mit z die Zähnezahl des Schneckenrades und mit s die Anzahl der Schraubengänge, um welche der Ring von dem Ende der Spindel zurücksteht, so ist die Zahl der von dem Steine gemachten Umdrehungen zwischen zwei Aufgaben durch $n = zs$ bestimmt. Man hat es daher in seiner Hand, durch Einhängen des Ringes in größerer oder geringerer Entfernung von dem Ende der Schraubenspindel die Zeit des Vergraupens veränderlich zu machen.

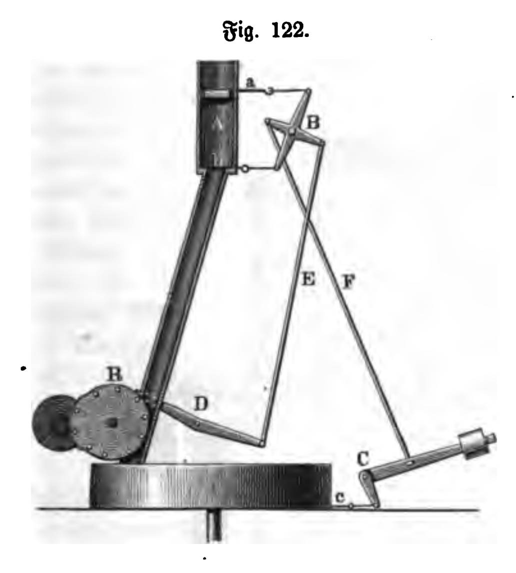
Damit die unter den Stein zwischen dessen untere Fläche und den Boden gelangenden Körner in gehöriger Art nach der Austrittsöffnung hin befördert werden, erhält der Stein auf seiner Unterfläche vier bis sechs bogenförmige Hauschläge, welche an den Enden mit Schienen zum Herausjagen des Mahlgutes versehen sind, und welche durch die erzeugte Ventilation zugleich für eine Kühlung sorgen. Ein von dem Deckel der Bütte aufwärts geführtes Rohr bewirkt die Entfernung des Dunstes. Das gewonnene Mahlproduct wird nachträglich einer Sonderung in die einzelnen Theile unterworfen, die hierzu dienenden Maschinen bilden den Gegenstand eines folgenden Abschnittes.

Anstatt des Weckers hat man bei diesen Gängen auch Vorrichtungen zur selbstthätigen Beschickung in Anwendung gebracht, deren Wirkungsweise mittelst der Fig. 122 leicht verständlich wird. Das Getreide fällt hierbei zunächst in einen Behälter *A* von einem ganz bestimmten, durch eine verschiebliche Wand leicht zu verändernden Fassungsraume. Dieser Behälter ist oberhalb durch einen Schieber *a* von der Zuführungsrinne und unterhalb durch den Schieber *b* von dem Graupengange abstellbar und außerdem ist ein Ablaufschieber *c* in dem Steinrande angebracht. Während des Vergraupens sind die beiden Schieber *b* und *c* geschlossen und der Behälter *A* füllt sich durch den geöffneten Schieber *a* mit Getreide aus dem darüber befindlichen Rumpfe an. Wenn nun nach einer bestimmten Anzahl von Umgängen des Steines durch eine entsprechende selbstthätige Vorrichtung zunächst ein Oeffnen des Abfuhrschiebers *c* erfolgt, und nach geschehener Entleerung des Ganges dieser Schieber ebenso wie derjenige *a* geschlossen, dagegen *b* geöffnet wird, so gelangt die bestimmte durch den Behälter *A* abgemessene Menge Getreide in den Mahlgang. Zur Erzielung dieser Bewegungen dient eine Verbindung von Hebeln, deren Anordnung aus der

Figur ersichtlich ist. Indem das langsam sich umdrehende Rad *R* durch einen Stift den Hebel *D* anhebt, wird durch die Schubstangen *E* und *F* den Winkelhebeln *B* und *C* die zum Spiel der Schieber erforderliche Bewegung ertheilt.

In neuerer Zeit hat man die Graupengänge vielfach mit wagerechter Steinaxe ausgeführt, so daß die Aufstellung und Wirkungsweise eine gewisse Aehnlichkeit mit der von gewöhnlichen Schleifsteinen erhält. Der Stein ist auch hier mit einem Steinrande oder einer Bütte umgeben, welche der Hauptsache nach aus einem aus Reibeblech gebildeten Mantel besteht, der den Stein in geringem Abstande umgiebt. Hierbei pflegt man aber diesen Rand nicht unbeweglich zu machen, sondern derselbe wird ebenfalls in eine und zwar sehr langsame Umdrehung versetzt, so daß der Rand oder die Bütte sich in der Minute etwa 10 mal umdreht, während der Stein in derselben Zeit ungefähr 250 Umdrehungen erhält. Zur Vermeidung des bei den älteren Graupengängen sehr lästigen Stäubens ist hier der Steinrand in der Regel noch mit einem dichten Mantel versehen, aus dessen Innerem der Staub durch einen Ventilator abgesaugt wird. Einen derartigen, von Martin in Bitterfeld gebauten Graupengang[1]) mit selbstthätiger Speisung und Entleerung zeigt Fig. 123 (a. f. S.). Der auf der Welle *A* befestigte Stein, welcher durch die Riemscheibe *B* seine Umdrehung erhält, ist von dem Graupenringe oder Steinrande *C* umgeben, dessen Seitenwände beiderseits zu hohlen Zapfen *D* und *E* ausgebildet sind, die ihre Unterstützung in Lagern bei *F* und *G* finden. Während der rechtsseitige Zapfen *D* die Axe *A* dicht umgiebt, dient die glockenförmige Erweiterung des linksseitigen Zapfens *E* dazu, das aus dem Behälter *H* niederfallende Getreide in den Raum zwischen dem Steine und der Bütte einzu-

Fig. 122.

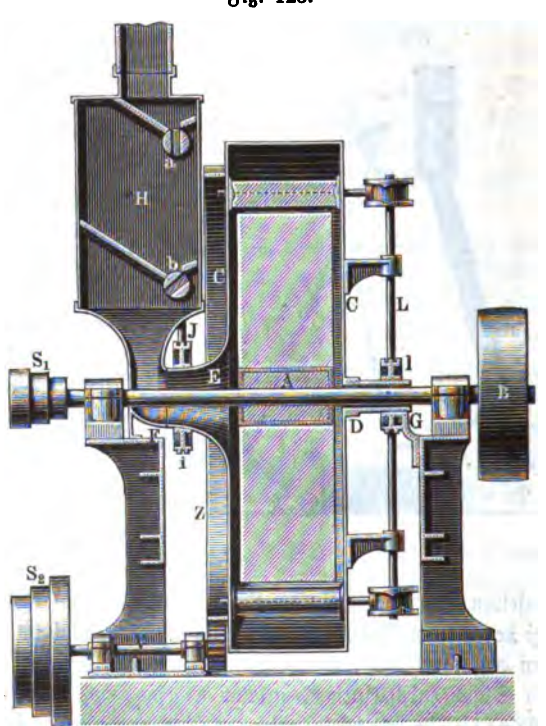


1) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

führen. Durch den mit der Bütte verbundenen Zahnring Z erhält die erstere eine langsame Umdrehung vermittelst der Vorgelegswelle V, deren Geschwindigkeit mit Hülfe der Stufenscheiben S_1 und S_2 innerhalb bestimmter Grenzen geregelt werden kann. Der die Bütte umgebende Mantel steht ganz fest, und ist in Verbindung mit einem den Staub absaugenden Flügelrade.



Fig. 123.



Eigenthümlich ist hierbei der zur selbstthätigen Beschickung des Ganges dienende Apparat, welcher der Hauptsache nach folgende Einrichtung hat. Der Raum H dient als Maßbehälter für die bei jeder Speisung einzuführende Menge, indem derselbe oberhalb durch den Drehschieber a von dem Zuführungsrumpfe und unterhalb durch einen gleichen Drehschieber b von dem Eintrittshalse der Bütte abgeschlossen werden kann. Zwei eben solche Schieber sind auch an der Bütte angebracht, deren Entleerung durch das Oeffnen dieser Schieber bewirkt wird. Die Bewegung aller vier Drehschieber wird durch die beiden Axen J und L erzielt, welche zu dem Behufe

mit Curvenscheiben von geeigneter Form auf Hebel wirken, die an den Axen der Drehschieber festsitzen. Die Axen J und L erhalten ihre langsame Umdrehung durch Schrauben ohne Ende i und l, welche in entsprechende Schneckenräder auf J und L eingreifen. Von den gedachten Schrauben ist diejenige i fest mit der Bütte verbunden, an deren langsamer Drehung sie also Theil nimmt, und die Axe J dreht sich in Lagern, welche an dem festen Behälter H angebracht sind. Da die Axe L dagegen, ebenso wie die von ihr zu bewegenden Drehschieber, mit der Bütte verbunden ist und an deren Bewegung Theil nimmt, so ist die Schraube l undrehbar mit dem Gestell der Maschine verbunden, derart, daß die Axe L mit ihrem Schneckenrade um diese feste Schraube l herumkreist. Das aus den geöffneten Auslaßschiebern heraustretende Material wird dann durch Elevatoren oder sonst geeignete Hebeapparate aus dem Mantel heraus nach den betreffenden Sortirapparaten gefördert.

Diese Maschine dient außer zur Graupendarstellung auch zum Schälen von Hülsenfrüchten, Reis ꝛc., sowie zum Reinigen des Getreides in Mühlenwerken. Der Stein hat 1,3 m Durchmesser und macht in der Minute 240 bis 260 Umdrehungen, während die Bütte sich in derselben Zeit je nach den in Anwendung gebrachten Läufen der Stufenscheiben zwischen 4- und 20 mal dreht. Da von der Bütte aus die Ein- und Auslaßschieber bewegt werden, so ist in den Stufenscheiben auch das Mittel gegeben, um die Zeitdauer zwischen zwei Aufgaben zu verändern.

Schleifmühlen für Holzstoff. Schnell umlaufende Mühlsteine §. 41. sind in der neueren Zeit auch vielfach dazu benutzt worden, aus Holz einen zur Papiererzeugung geeigneten Stoff herzustellen. Hierbei handelt es sich nicht sowohl um die Darstellung eines feinen Mehles, sondern es kommt vorzugsweise auf möglichste Erhaltung der faserigen Beschaffenheit des erzeugten Stoffes an, damit das daraus gefertigte Papier genügende Festigkeit erlangt. Das Schleifen des Holzes zu diesem Zwecke geschieht immer in der Art, daß die einzelnen durch Schneiden und Zerspalten hergestellten, von Aesten möglichst befreiten Holzstücke mit bestimmter Kraft gegen die rauhe Oberfläche des schnell umgedrehten Steines gepreßt werden, und daß durch zugeführtes Wasser der abgeschliffene Stoff sofort weggespült wird, um denselben nicht einer zu weit gehenden Zerkleinerung, dem sogenannten Todtmahlen, auszusetzen. Als die arbeitende Fläche wird dabei meistens die cylindrische Fläche des Steines benutzt, obgleich es nicht an Versuchen fehlt, das Schleifen auch auf den ebenen Stirnflächen vorzunehmen. Dabei hat man den Stein ebensowohl auf einer lothrechten Axe nach Art der gewöhnlichen Mühlsteine, wie auch auf einer liegenden Welle in der Weise der üblichen Schleifsteine angebracht. Die letztere Anordnung mit

einer liegenden Welle ist die ursprüngliche, von Völter angewandte und noch heute viel gebrauchte; eine stehende Aufstellung, wie sie zuerst von Siebrecht benutzt worden ist, wird insbesondere von Bell in Anwendung gebracht.

Eine wesentliche Verschiedenheit besteht in der Hervorbringung des Druckes, mit welchem die einzelnen Holzstücke gegen den Stein gepreßt werden, je nachdem man nämlich diesen Druck fortdauernd in unveränderlicher Größe durch ein Gewicht, bezw. durch den Druck gepreßten Wassers hervorbringt, oder statt dessen eine Verschiebung der Holzstücke mit gleichbleibender Geschwindigkeit anordnet. Würde der Widerstand, welchen das Holz dem Abreiben entgegensetzt, in allen Theilen von gleicher Größe sein, und wäre auch die Größe der dem Abrieb ausgesetzten Fläche stets dieselbe, so würden beide Anordnungen hinsichtlich ihrer Wirkung übereinstimmen müssen. Da aber jene Voraussetzungen niemals auch nur annähernd erfüllt sind, vielmehr die Widerstandsfähigkeit des Holzes in den verschiedenen Theilen sehr verschieden und ebenso auch die Größe der Angriffsfläche einem fortwährenden Wechsel unterworfen ist, so werden beide Mittel wesentlich verschiedene Wirkungen äußern. Es ist klar, daß bei der Anwendung einer gleichförmigen Vorschiebegeschwindigkeit des Holzes der dem Steine dargebotene Widerstand und also der Andruck um so größer ausfallen muß, je härter das Holz an der gerade bearbeiteten Stelle, und je größer die Druckfläche ist, so daß der Widerstand, welcher von der Betriebsmaschine zu überwinden ist, einem steten Wechsel unterworfen sein muß.

Wird dagegen die Einrichtung so getroffen, daß das zu zerkleinernde Holz stets mit gleichbleibendem Drucke gegen den Stein gepreßt wird, etwa durch Anwendung eines Gewichtes, so wird hierbei naturgemäß die Vorschiebebewegung um so geringer ausfallen, je größer die Angriffsfläche und je härter das Holz ist, und der Widerstand der Maschine wird hierbei nahezu unveränderlich sein. Dagegen macht man dieser Anordnung den Vorwurf, daß der Druck auf die Flächeneinheit der angegriffenen Fläche ein mit der Größe dieser Fläche wechselnder ist, indem dieser Druck um so größer ausfällt, je kleiner die Fläche ist, auf welche sich die gesammte Belastung vertheilt. Es wird daher bei keiner der beiden gedachten Anordnungen die Ueberwachung von Seiten des Arbeiters und die Regulirung der Vorschiebung durch die Hand zu umgehen sein, und dies ist wohl der Grund, warum sowohl die eine wie die andere Art der Vorschiebung zur Anwendung kommt.

Von Wichtigkeit ist ferner noch die Lage der Holzstücke gegen die schleifende Fläche, da wegen der Verschiedenheit des Holzes nach verschiedenen Richtungen hiervon die Beschaffenheit des geschliffenen Stoffes abhängt. Würde man die Holzstücke dem Steine in solcher Lage darbieten, daß die Fasernrichtung senkrecht zu der schleifenden Fläche stände, so würde der hier-

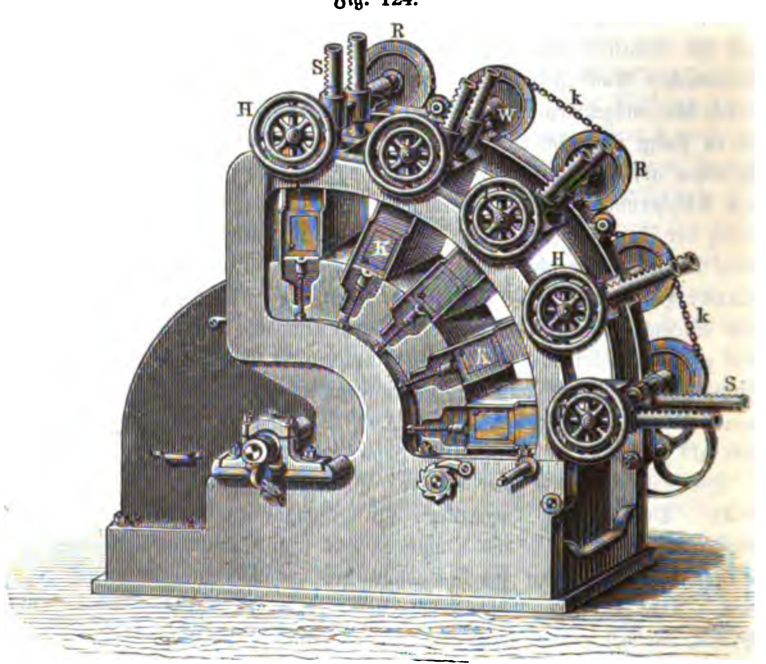
bei von dem Hirnholze abgeschliffene Stoff ein aus ganz kurzen Theilchen bestehendes mehlartiges Pulver sein, welches ein genügend festes Papier nicht ergeben könnte. Daher legt man das Holz immer so ein, daß die Faserrichtung in die schleifende Fläche, bezw. in deren Tangentialebene hineinfällt, und zwar pflegte man früher die Fasern allgemein quer gegen die Schleifrichtung zu legen, während neuerdings mehrfach eine solche Einführung des Holzes empfohlen worden ist, bei welcher die Fasern mit der Richtung zusammenfallen, in welcher die Mahlfläche sich bewegt, um hierdurch einen aus längeren Fasern bestehenden Stoff zu erhalten.

Die Wirkung des Steines auf das Holz hat man sich derart vorzustellen, daß die kleinen Hervorragungen des Steines, welche derselbe vermöge seiner natürlichen Rauhigkeit oder wegen der künstlich ertheilten Schärfe besitzt, durch den ausgeübten Druck in das Holzmaterial eingedrückt werden, so daß sie in Folge ihrer schnellen Bewegung die ihnen im Wege stehenden Holztheilchen abstoßen, hierbei nicht sowohl die absolute Festigkeit, als vielmehr den Abscherungswiderstand überwindend, welcher sich der gedachten Verschiebung der Fasern entgegensetzt. Zur Bereitung des Holzstoffes verwendet man immer nur weiche Hölzer, wie Fichten-, Tannen-, Birken-, Lindenholz; härtere Hölzer, wie z. B. Buchenholz, geben nur kürzeren Stoff. Der von den Steinen abgelieferte Stoff wird durch besondere Siebvorrichtungen von den gröberen Theilen befreit, welche letzteren in der Regel auf einer Maschine von der Einrichtung der gewöhnlichen Mahlgänge nochmals verfeinert werden. Die genügend fein gemahlene Masse wird nicht allein, sondern nur als Zusatz zu Lumpenstoff zu Papier verarbeitet.

Die Schleifmaschine von Völter ist durch Fig. 124 (a. f. S.) dargestellt. Der auf einer wagerechten Axe befindliche Stein von 1,4 m Durchmesser ist auf etwa $^1/_4$ des Umfanges mit fünf Kammern K des eisernen Gestelles umgeben, die zur Aufnahme der zu schleifenden Holzstücke dienen. Das Anpressen dieser Hölzer geschieht in jeder Kammer durch eine Platte, auf welche zwei gezahnte Stangen S wirken, die ihren Vorschub von zwei Zahnrädchen auf der Vorschubwelle W empfangen. Die Drehung wird den Vorschubwellen aller Kammern gemeinsam durch eine Kette k ertheilt, die über die Kettenräder R der Vorschubwellen gelegt ist und an welcher mittelst einer losen Rolle ein Gewicht hängt, dessen Niedersinken die gleichmäßige Umdrehung aller Vorschubwellen bewirkt. Vermöge dieser Anordnung wird auf die Gesammtheit aller Preßplatten stets ein ganz bestimmter durch das Gewicht geäußerter Druck ausgeübt, womit jedoch keineswegs gesagt ist, daß die Größe des Druckes in einer Kammer so groß sei wie in jeder anderen. Im Allgemeinen wird vielmehr die Pressung in den verschiedenen Kammern verschieden sein, entsprechend dem Widerstande, welchen das Holz in jeder einzelnen Kammer seiner Abreibung entgegensetzt.

Um eine leer gewordene Kammer neu mit Holz zu besetzen, kann die betreffende Preßplatte mit Hülfe des Handrades H gehoben werden, und damit hierbei eine Einwirkung auf die Kette k nicht stattfindet, mit welcher die Nothwendigkeit einer Anhebung des Belastungsgewichtes verbunden sein würde, ist die zugehörige Kettenscheibe R mit ihrer Vorschiebewelle W durch eine Reibungskuppelung verbunden, welche man mittelst einer durch das Rädchen T bewegten Schraube anziehen oder lösen kann. Bei angezogener Kuppelung wird durch das Gewicht die Vorschiebung der Preßplatte bewirkt, wäh-


Fig. 124.



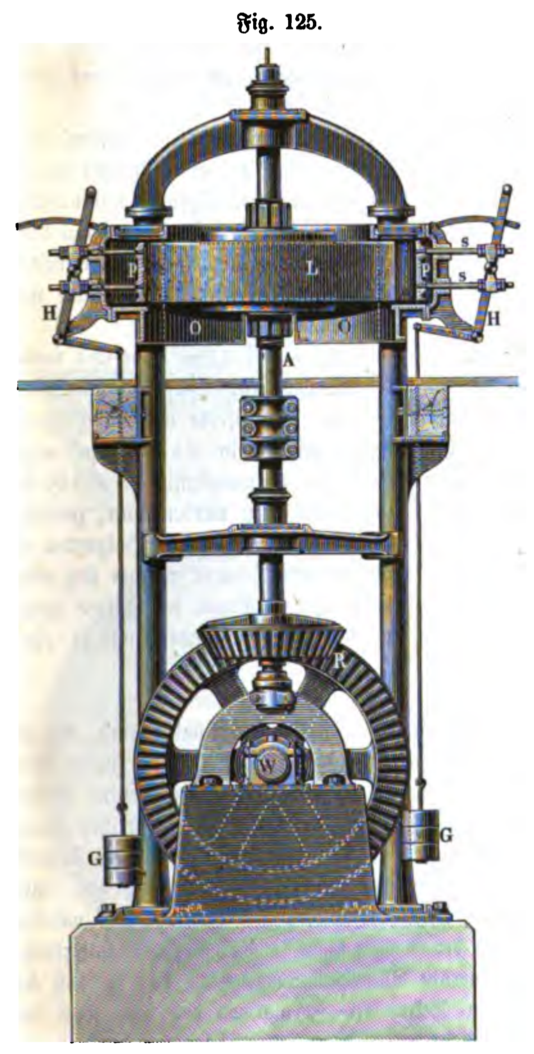
rend nach geschehener Auslösung der Kuppelung die Druckstangen unbeeinflußt von dem Gewichte beweglich sind, dessen Wirkung sich jetzt nur auf die übrigen Kammern und zwar in ungeändertem Gesammtbetrage erstreckt.

Bei einer anderen ebenfalls von Völter gewählten Anordnung geschieht der Vorschub des Holzes mit gleichbleibender Geschwindigkeit, indem der auf das Holz drückende Kolben durch eine darauf wirkende Schraube in Folge der gleichmäßigen Drehung von deren Mutter langsam vorangeschoben wird.

Als ein Nachtheil der vorstehend angeführten Bauart mit wagerechter Axe des Steines muß der einseitige Druck angesehen werden, welchem diese Axe ausgesetzt ist. Auch stellt sich dabei der Uebelstand ein, daß der in einer

Kammer abgeriebene Stoff nicht sogleich beseitigt wird, sondern unter die folgende Kammer tritt, wo er einer zu weit gehenden Zerkleinerung ausgesetzt ist. Um dies zu verhindern, wendet man nicht nur Wasserstrahlen an, welche auf den Stein geleitet werden, um die geschliffene Masse schnell fortzuspülen, sondern man versieht auch wohl den Stein auf seiner schleifenden Oberfläche mit Furchen von etwa 6 mm Tiefe in Abständen von 60 bis 70 mm, welche nach beiden Seiten hin schräg eingearbeitet werden und sich in der Mitte des Steines kreuzen. Um die Leistungsfähigkeit des Steines immer hoch zu erhalten, findet auch ein Aufrauhen der schleifenden Oberfläche statt.

Fig. 125.



Ein Schleifgang der Bell'schen Bauart ist durch Fig. 125 versinnlicht. Auf der lothrechten Axe A ist der wagerechte Stein L befestigt, welcher seine Umdrehung durch die Kegelräder R von der liegenden Welle W empfängt. Der Stein liegt in einem gußeisernen Gehäuse, welches, im Umfange gleichmäßig vertheilt, acht Preßkammern zur Aufnahme der zu schleifenden Holzstücke enthält, so daß wegen des ringsum gleichen Anpressens die Axe A einem einseitigen Drucke nicht ausgesetzt ist. Das An-

pressen der von oben eingelegten Holzstücke geschieht mittelst eiserner Druckplatten p, gegen welche sich die Druckstangen s legen, deren Andruck durch die Gewichte G mittelst geeigneter Hebel H erzielt wird. In jede der Kammern wird durch ein Spritzrohr ein Strahl Wasser geleitet, wodurch ein Abspülen der geschliffenen Masse bewirkt wird, die von dem unter dem Steine befindlichen Raume O aufgenommen wird, um von da aus durch Rinnen nach den Sortirungsapparaten zu fließen.

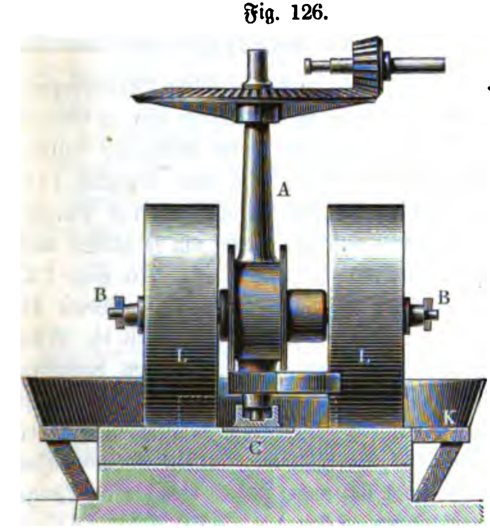
Um die schleifende Steinfläche in gehöriger Weise scharf zu erhalten, dient eine einfache Vorrichtung, welche im Wesentlichen aus einer Anzahl gezackter Stahlscheiben besteht, die auf einer gemeinsamen Spindel lose drehbar sind und gegen den rotirenden Stein gedrückt werden. Hierbei wirken diese Scheiben etwa nach Art der bekannten Rändelrädchen der Mechaniker, indem die scharfen Zähne der Scheiben Eindrücke in der Steinoberfläche und damit die gewünschte Rauhigkeit hervorrufen.

Der Stein hat einen Durchmesser von 1,7 m bei 0,5 m Höhe und macht in der Minute zwischen 150 und 190 Umdrehungen. Die dabei aufzuwendende Betriebskraft beziffert sich auf 90 bis 100 Pferde und die Leistung wird zu 1000 bis 1500 kg lufttrockenen Stoffes in 24 Stunden angegeben. Nach anderen Angaben schwankt die Betriebskraft für je 100 kg trockenen Stoffes, welcher in 24 Stunden geschliffen werden kann, zwischen 4 und 9 Pferdekraft. Die Verschiedenheit der geschliffenen Holzarten erklärt diese Verschiedenheit in der Angabe des Kraftbedarfs, welcher sich übrigens auch nach dem mehr oder minder großen Andrucke des Holzes gegen den Stein richtet, womit die Feinheit des Stoffes zusammenhängt (s. Zeitschrift d. Ver. deutsch. Ing. 1886, S. 403).

§. 42. **Kollergänge.** Von den bisher besprochenen Mühlen sind die sogenannten Rollmühlen oder Kollergänge in Hinsicht ihrer Einrichtung wie Wirkungsweise wesentlich verschieden. Eine solche Mühle enthält als arbeitende Werkzeuge zwei schwere cylindrische, um ihre wagerechte Axe B drehbare Steine L, Fig. 126, deren Axe eine stehende Königswelle A quer durchsetzt, so daß durch die Umdrehung der letzteren die Queraxe B und mit ihnen die Steine mit herumgeführt werden. Die Läufer L sind durch den wagerechten Bodenstein C unterstützt, auf welchem das zu zerkleinernde Material ausgebreitet ist, so daß die über das letztere fortgerollten Steine ein Zermalmen des Materials bewirken. Neben dieser zerdrückenden Wirkung der Steine tritt noch besonders ihre zerreibende Arbeit in den Vordergrund, denn die Bewegung der Läufer ist keineswegs eine rein fortrollende, wie die eines auf gerader Bahn bewegten Wagenrades ist. Hiervon überzeugt man sich leicht mittelst der Fig. 127.

Denkt man sich einen Läufer als eine Scheibe von sehr geringer Breite in dem Abstande $CA = a$ von der Axe C der Königswelle, und stellt man sich vor, die Königswelle werde einmal herumgedreht, so wird die Scheibe

Fig. 126.



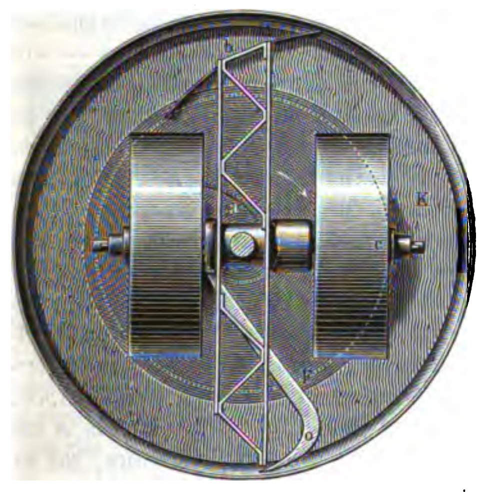
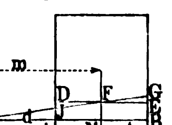


Fig. 127.



auf einem Wege gleich $2\pi a$ herumgeführt, und dieselbe nimmt dabei eine Drehung um ihre eigene Axe in dem Winkelbetrage $2\pi \frac{a}{r} = \omega_1$ an, wenn $r = AK$ den Halbmesser der Scheibe bedeutet. Stellt man sich jetzt vor, der Stein sei eine ebenfalls sehr dünne Scheibe im Abstande $CB = b$ von der Mitte des Bodensteines, so wird bei einer Umdrehung der Königswelle eine Umdrehung des Läufers in dem Betrage $2\pi \frac{b}{r} = \omega_2$ erzielt werden müssen, vorausgesetzt immer, daß ein Gleiten zwischen den Flächen der beiden Steine nicht eintrete, die Bewegung vielmehr eine rein rollende sei. Die Umdrehungsgeschwindigkeit eines Läufers um seine eigene Axe wird nun weder durch ω_1 noch durch ω_2 bestimmt sein, denn da man den Läufer als aus unendlich vielen sehr dünnen Scheiben zusammengesetzt denken kann, deren Abstände von der Mitte zwischen a und b

gelegen sind, so wird die Umdrehungsgeschwindigkeit des Steines als das Resultat der Reibung in allen diesen Abständen einen irgendwo zwischen ω_1 und ω_2 liegenden Werth annehmen. Es kann zwar von vornherein nicht behauptet werden, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit des Steines genau den mittleren Werth $\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ der beiden den äußersten und innersten Punkten zugehörigen annehmen müsse, doch wird eine solche Voraussetzung sich von der Wirklichkeit nur wenig entfernen, so daß dieselbe hier zu Grunde gelegt werden mag. Demgemäß wird also nur in der Mitte des Läufers in M eine rein wälzende Bewegung desselben, also eine lediglich zerdrückende Wirkung anzunehmen sein, während in allen anderen Punkten gleichzeitig eine zerreibende Wirkung auftritt, welche um so größer ausfallen muß, je größer der Abstand des Punktes von M ist. Die Fig. 127 giebt über die Größe dieser reibenden Wirkung Aufschluß. Wenn die Königswelle sich um den Winkel $FCM = \alpha$ gedreht hat, so ist die Mitte des Läufers um den Betrag $MF = m\alpha$ fortgerollt, und um denselben Weg hat der Steinumfang sich um seine Axe gedreht. Diese Drehung ist für alle Punkte des cylindrischen Läufers gleich groß. Zieht man daher durch F eine Parallele DE mit AB, so erhält man in $DJ = (m - a)\alpha$ den Weg, um welchen der Läufer in A sich mehr gedreht hat, als die Länge $AJ = a\alpha$ des Bogens beträgt, über welchen der Punkt A des Läufers fortgerollt wurde; d. h. man hat anzunehmen, daß eine relative Verschiebung des Läufers gegen den Bodenstein in diesem Betrage $DJ = (m - a)\alpha$ stattgefunden hat. In derselben Weise folgt, daß der Punkt B des Läufers sich um einen gleichen Betrag $EG = (b - m)\alpha$ weniger gedreht hat, als die wälzende Bewegung daselbst ausmacht, so daß also auch hier eine reibende Wirkung auftreten muß, und ein reines Wälzen nur in einem Punkte stattfindet, welcher im Vorhergehenden als der mittlere M angenommen wurde. Man erkennt hieraus, daß die gedachte reibende oder mahlende Wirkung um so größer ausfällt, je breiter die Läufer gemacht werden, und je kleiner der Halbmesser des Bodensteines gewählt wird. Jedenfalls leidet die hier besprochene Wirkung an dem Uebelstande, daß die Größe der auf Abreiben wirkenden Verschiebung an den verschiedenen Stellen des Läufers sehr ungleich ist, indem diese Größe von Null in der Mitte M bis zu dem Werthe $(m - a)\alpha = (b - m)\alpha$ in A und B sich verändert. Man erkennt übrigens aus dem Vorstehenden, daß der Kollergang gleichzeitig eine mengende Wirkung ausüben muß, indem der Punkt A des Läufers das Mahlgut in der Richtung DA und derjenige B in der entgegengesetzten Richtung EB zu verschieben trachtet. Hieraus erklärt sich die Anwendung des Kollerganges als Mörtelmischmaschine.

Die Beschickung des Kollerganges ist immer eine absatzweise, indem man eine bestimmte Menge Material aufgiebt, welches bis zur genügenden Feinheit vermahlen wird, worauf die Entleerung erfolgt. Diese Art der Betreibung bietet große Nachtheile dar, indem sie gegen die Hauptregel jeder Zerkleinerung verstößt, wonach das hinreichend zerkleinerte Material möglichst schnell der weiteren Wirkung der Maschine entzogen werden soll. Die Aushülfe, welche man hiergegen durch Anwendung von Sieben in der Bahn des Bodensteines vorgeschlagen hat, durch welche Siebe das bereits hinreichend zerkleinerte Material entfernt werden sollte, hat sich nicht als eine empfehlenswerthe herausgestellt, da diese Siebe sehr dem Verstopftwerden und der schnellen Zerstörung ausgesetzt sind.

Fig. 128.

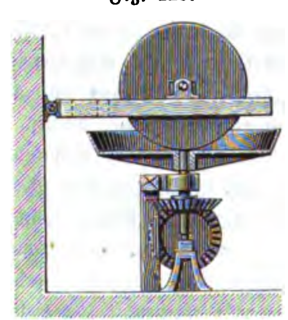


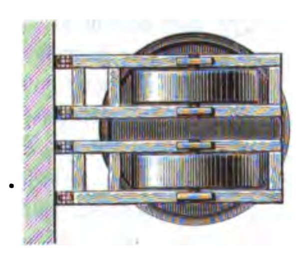
Damit die Läufer in der beabsichtigten Art durch ihr Eigengewicht eine zerdrückende Wirkung auf das Mahlgut äußern können, müssen sie so mit der Königswelle verbunden werden, daß sie in gewissem Maße frei auf- und niedersteigen können, wie es die mehr oder minder hohe Materialschicht erfordert, über welche sie fortgerollt werden. Zu diesem Behufe pflegte man vordem die beiden Läufer lose auf eine gemeinsame Queraxe zu stecken, welche in einem lothrechten Schlitze der Königswelle frei auf- und abspielen konnte. Der Mangel dieser Anordnung besteht darin, daß die Drehaxe der Läufer hierbei nicht mehr zur Bahnfläche parallel bleibt, sobald die Steine sich ungleich viel heben, was im Allgemeinen der Fall ist. Eine Verbesserung ist daher die durch Fig. 128 dargestellte Anordnung, vermöge deren jeder Läufer mit Hülfe einer Kröpfung seiner Axe derart drehbar an ein besonderes Nabenstück N der Königswelle A angeschlossen ist, daß die Hebung des Läufers durch Drehung um die zu seiner Axe B parallele Drehaxe C erfolgt, so daß also die Berührung des Läufers mit dem Bodensteine immer in der ganzen Breite des Läufers stattfindet. Den beiden Läufern pflegt man in der Regel etwas verschiedene Abstände von der Königswelle zu geben, damit das Bereich ihrer Wirksamkeit hierdurch erweitert werde. Weil aber das Material sich im Innern des innersten und außerhalb des äußersten Bahnkreises anhäufen und dadurch der Wirkung der Läufer entzogen sein würde, so hat man für ein regelmäßiges Unterbringen des Mahlgutes unter die

Läufer zu sorgen. Hierzu wendet man selbstthätige Schaufeln an, welche, von der Königswelle mitgeschleppt, vermöge ihrer Form das Material stetig in den Raum zwischen den beiden gedachten äußersten Bahnen schieben. Es ist ersichtlich, daß von diesen beiden Schaufeln oder Scharren die innere *a*, Fig. 126, bei der durch den Pfeil angedeuteten Richtung das Material nach außen befördert, während die äußere Scharre *b* alles außen befindliche Material in das Innere des durch *c* gelegten Kreises hereinzieht.

Auch zur Entleerung des Kollerganges wendet man eine Schaufel an, welche, für gewöhnlich oberhalb des Mahlgutes hängend, eine Einwirkung auf dasselbe nicht zu äußern vermag, und welche durch Ausklinken des Hebels, an welchem sie hängt, niedergelassen wird, so daß sie auf dem Mahlgute herumgeschleppt wird. In Fig. 126 ist dieser Auslader mit *F* bezeichnet, und man erkennt aus der Figur, daß diese Schaufel vermöge ihrer Form das Material nach dem Punkte *o* hin befördert, woselbst die Tangente an die Schaufel die radiale Richtung hat. Das an dieser Stelle sich anhäufende Material findet Gelegenheit, durch eine Oeffnung in dem Kranze *K* hindurch zu fallen, welche für gewöhnlich durch einen Schieber verschlossen gehalten wird, und die nur für das Entleeren des Mahlganges geöffnet wird.

Fig. 129.

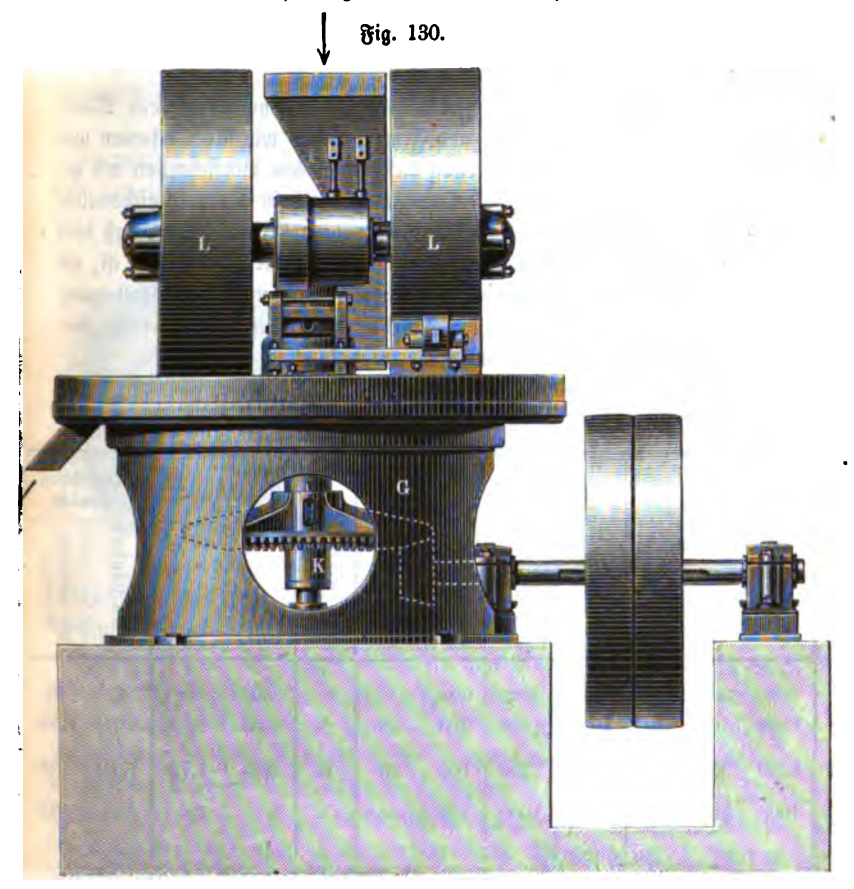




Wenn man, wie dies ebenfalls verschiedentlich ausgeführt wird, den Bodenstein anstatt der Königswelle umdreht, so werden die Axen der Läufer auf Rahmen befestigt, welche an eine feste Wand mit Hülfe von Scharnieren drehbar angeschlossen werden, so daß den Steinen die erforderliche Beweglichkeit behufs des Hebens oder Senkens belassen ist. In diesem Falle stehen natürlich die Scharren ganz fest, und man kann das Entleeren des Ganges durch eine rinnenförmige Schaufel bewirken, welche mit ihrer Mündung so tief gegen den Bodenstein herabgesenkt wird, daß durch die Bewegung des letzteren das zerkleinerte Material in diese geneigte Rinne hineingeschoben wird. Die letztgedachte Anordnung eines drehbaren Bodensteines gewährt den Vortheil, daß die Fliehkräfte wegfallen, welche bei der gewöhnlichen Ausführung mit festem Bodensteine in Folge des Umschwunges der schweren Läufer auftreten, und welche die stehende Welle erheblich beanspruchen. Aus diesem Grunde kann man diese

Welle auch nur verhältnißmäßig langsam umdrehen, man giebt ihr in der Regel nicht mehr als 10 bis höchstens 12 Umdrehungen in der Minute, die Läufer erhalten zwischen 1 und 1,6 m Durchmesser bei etwa 0,4 bis 0,5 m Breite, und dem Bodensteine giebt man einen Durchmesser von 1,6 bis 2 m;

Fig. 130.



es wurde schon bemerkt, daß ein kleiner Durchmesser des Bodensteines für die mahlende Wirkung von Vortheil ist.

Bei der Anwendung einer drehbaren Sohle wird die letztere in der Regel nicht durch einen Stein, sondern durch eine eiserne Platte gebildet, welche nach Fig. 129 mittelst ihrer Nabe nach Art eines Rades auf der Königswelle befestigt wird, und auch die Läufer pflegt man zuweilen, wenn auch nicht ganz aus Eisen, so doch mit starken Kränzen aus Hartguß auszuführen. Bei der Anwendung einer drehbaren Bodenplatte kann man wegen

des schon erwähnten Wegfalles der Fliehkräfte der Königswelle eine größere Geschwindigkeit geben, die man bei Mörtelmischmaschinen bis zu 30 Umdrehungen in der Minute und darüber gesteigert hat. Trotz der gedachten Vorzüge der Ausführung mit drehbarer Bodenplatte wird diese Anordnung doch weniger häufig gefunden, insbesondere scheint bei großem Durchmesser des Bodensteines der festen Lagerung desselben der Vorzug eingeräumt zu werden.

Die Kollergänge werden zur Zerkleinerung für sehr verschiedene Materialien angewendet; so für Gips und Cement ebenso wie für Oelsamen und Farbstoffe. Die häufige Anwendung dieser nach dem Vorstehenden mit gewichtigen Mängeln behafteten Maschine mag wohl in der vergleichsweisen Einfachheit derselben, sowie in dem Umstande ihren Grund haben, daß diese Maschine weniger leicht Beschädigungen und Reparaturen ausgesetzt ist, als andere zarter gebaute Maschinen. Jedenfalls wird man den Kollergang nur in den Fällen anwenden, wo es überhaupt nur auf Zerkleinerung ohne Rücksicht auf Gleichmäßigkeit des Productes ankommt.

Kollergänge zum Feinmahlen von Mineralien aller Art.

Nr.	Läufer			Stündl. Leistung	Antriebsriemscheibe			Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht	
	Durchmesser	Breite	Umlaufszahl pro Min.		Durchmesser	Breite	Umlaufszahl pro Min.		Länge	Breite	jedes Läufers	der complett. Maschine
	mm	mm		kg	mm	mm			m	m	kg	kg
1	1500	400	10	1500	1500	210	42	8	3,25	2,5	3400	11500
2	1250	320	12	1000	1250	160	50	6	2,25	1,75	1750	7500
3	1000	260	15	500	1000	125	64	3	2	1,6	1000	4600

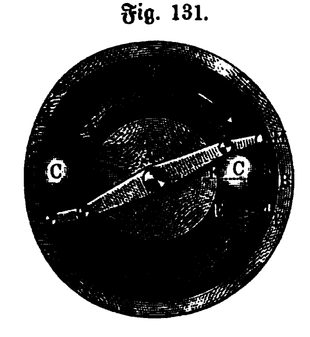
Die Kollergänge sind auf freistehendem gußeisernem Untersatz sehr solid montirt. Die kräftige Königswelle treibt vermittelst zweier Schleppkurbeln die Läufer, welche sich in Folge dessen unabhängig von einander parallel zur Horizontalen heben können. Es wird dadurch erhöhte Leistungsfähigkeit und gleichmäßiger Verschleiß erzielt. Ringe und Läuferbahn sind von Hartguß und können leicht ausgewechselt werden.

Außer den vorstehenden Kollergängen werden auch solche mit fester Läuferaxe und rotirendem Tisch, welcher dann direct mit einer Siebeinrichtung verbunden wird, gebaut.

In Fig. 130 (a. S. 201) ist ein Kollergang von C. Mehler in Aachen dargestellt, bei welchem die aus Hartguß hergestellte Läuferbahn durch das eiserne Untergestell G getragen wird. Die gleichfalls mit Hartgußringen bekleideten Läufer L sind durch Kurbeln mit der Königswelle K derart verbunden, daß jedem Läufer selbständig eine gewisse Hebung und Senkung ermöglicht ist. Der Betrieb durch Kegelräder und Riemen ist aus der Zeichnung ersichtlich, über die sonstigen Verhältnisse giebt die nebenstehende Tabelle Aufschluß.

Kugelmühlen. Für gewisse Farbstoffe, wie z. B. Indigo, wendet §. 43. man zuweilen Mühlen von der in Fig. 131 angedeuteten Form an, in welchen schwere eiserne Kugeln C in einem kreisförmigen Troge T durch einen mit der stehenden Welle A fest verbundenen Arm herumgetrieben werden. Hierbei nehmen die Kugeln eine rollende Bewegung an, doch ist ihre Wirkung nicht allein eine zerdrückende, wie sie einer rein wälzenden Bewegung entspricht, denn zu einer solchen müßten die wälzenden Körper die Form von Kegeln AHD haben, deren Spitze in A gelegen ist. Wegen der hiervon abweichenden Gestalt der Walzkörper findet in

Fig. 131.



verschiedenen Abständen von der Mitte A eine reibende Wirkung in verschiedenem Betrage statt, über welche die Figur selbst Aufschluß giebt. Nimmt man nämlich eine Drehung der Kugeln um den durch die Mitte A der Mühle gerichteten Durchmesser AB an, so verhalten sich die bei einer solchen Drehung von einzelnen Punkten des Kugelumfanges wie a zurückgelegten Wege wie die Abstände dieser Punkte von der Drehaxe, also wie die zu dieser Drehaxe AB senkrechten Ordinaten ab des Kugelkreises. Der Halbkreis BGF giebt daher durch diese Ordinaten ein Bild von der Größe der Drehbewegung, während die fortschreitende Bewegung jedes Punktes durch die zu AB senkrechten Ordinaten des Trapezes $FBDE$ gemessen wird. Nimmt man an, daß die Bewegung der Kugeln einem reinen Rollen auf dem mittleren Kreise durch C entspricht, so läßt die in der Figur radial schraffirte Fläche ein Urtheil über die an jeder Stelle stattfindende Verschiebung oder reibende Wirkung zu. Da hierbei die Kugelumfänge auch an den Treibarmen sich reiben, so wird hierdurch ein nicht unbedeutender Arbeitsverlust und eine entsprechende Abnutzung der Treibarme herbeigeführt, so daß diese Zerkleinerungsmaschinen nicht empfehlenswerth erscheinen können.

Man hat denselben Zweck unter Vermeidung der Treibarme dadurch zu

erreichen gesucht, daß man die zu zerkleinernde Masse mit den Kugeln zusammen in ein Gefäß G, Fig. 132, gebracht hat, welchem eine Drehung um eine unter dem Winkel $ECF = \alpha$ von etwa 30^0 gegen das Loth FC geneigte Axe ertheilt wird. Der hierbei auftretende Vorgang ist folgender. Wenn im Zustande der Ruhe die eingebrachte Masse den Raum ABG mit ungefähr wagerechter Oberfläche einnimmt, so wird sie bei eintretender Drehung des Gefäßes zunächst mitgenommen und wegen der Neigung der Drehaxe in gewissem Maße erhoben. Dies dauert so lange, bis die Oberfläche der Masse eine Neigung gegen die Horizontale angenommen hat, welche mit dem Böschungswinkel ϱ der Masse übereinstimmt. Von diesem Augenblicke an findet ein stetes Herabschurren der Masse nach dem tiefsten Punkte statt, so daß durch die hierbei stattfindende vielfache Reibung der Massentheilchen an einander und an den herabrollenden Kugeln die beabsichtigte Zerkleinerung bewirkt wird. Derartige Maschinen werden auch ohne Anwendung von eisernen Kugeln, z. B. zum Poliren von Conditorwaaren, lediglich durch die Reibung der Theile an einander, benutzt, in welchem Falle dieselben eigentlich den Maschinen zur Oberflächenbearbeitung zugerechnet werden müssen.

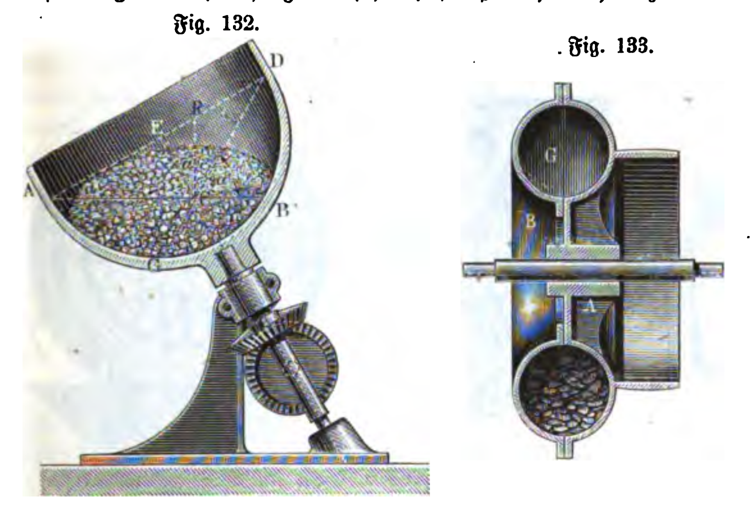
Die der Axe zu gebende Neigung hängt zum Theil von der Beschaffenheit der Masse, d. h. von deren Böschungswinkel ϱ ab, und man kann bemerken, daß die größte Neigung, welche die Oberfläche derselben gegen den Horizont annehmen kann, sich zu $DCB = 2\alpha$ ergiebt, was der Fall sein würde, wenn die Masse aus der wagerechten Lage AB im Zustande der Ruhe durch Drehung des Kübels um 180 Grad bis in die Lage DG gelangen könnte, ohne daß dabei ein Herabgleiten eintreten würde. In diesem Falle wäre die beabsichtigte zerkleinernde Wirkung überhaupt gar nicht zu erreichen und man hat daher jedenfalls α größer als den halben Böschungswinkel zu wählen. Wegen des fortwährenden Herabschurrens der Masse findet bei diesen Maschinen auch ein stetiges selbständiges Unterschüren der Masse statt, während bei der vorhergehenden Maschine hierzu ein besonderes Mittel in Anwendung gebracht werden muß.

Anstatt des vorgedachten oben offenen Troges, der um eine geneigte Axe gedreht wird, wendet man bei den Kugelmühlen häufiger ein geschlossenes auf einer wagerechten Axe befestigtes Gefäß an, welches die zu zerkleinernde Masse nebst einer Anzahl eiserner Kugeln enthält. Die einfachste Ausführung dieser Art von Maschinen ist durch Fig. 133 versinnlicht. Das Gefäß G hat hier die Form eines hohlen Ringes aus Gußeisen erhalten, welcher sich aus zwei Theilen zusammengesetzt, die in der Aequatorebene mit einander durch Schrauben verbunden sind. Der eine Theil A ist mit der Nabe zur Befestigung auf der Axe und mit der Riemscheibe zum directen Antrieb versehen, während der Theil B als Verschlußdeckel dient, dessen Ent-

fernung ein Füllen und Entleeren gestattet. Hiernach ist die Beschickung dieser Maschine eine periodische, indem die eingebrachte Masse während der zur hinreichenden Zerkleinerung erforderlichen Zeit in der Maschine verbleibt, bis nach ihrer Entfernung eine neue Materialmenge eingebracht werden kann. Hierin liegt ein großer Uebelstand dieser Maschine, welcher nicht nur in der Unbequemlichkeit des Betriebes, sondern vornehmlich auch darin zu erkennen ist, daß die bereits genügend zerkleinerten Materialtheilchen nicht rechtzeitig aus der Maschine entfernt werden, womit nach dem früher Angeführten eine unvortheilhafte Wirkung verbunden ist.

Um diesen Uebelstand zu beseitigen, hat man daher diese Art von Maschinen entsprechend zu verbessern gesucht, indem man den Behälter solchergestalt mit siebartigen Durchbrechungen versehen hat, daß die hinreichend zerkleinerte

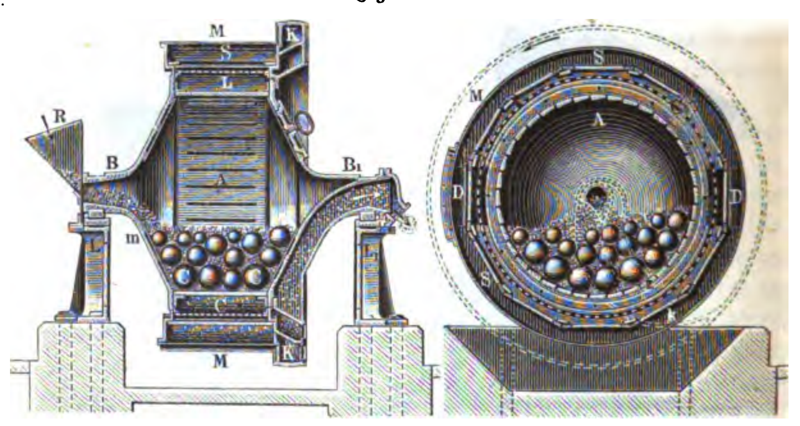
Fig. 132. Fig. 133.



Masse durch die Oeffnungen dieser Siebe beständig und in dem Maße entweichen kann, in welchem die Zerkleinerung fortschreitet, und indem man gleichzeitig auch für eine dementsprechende ununterbrochene Zuführung neuen Mahlgutes sorgt, erhält man Maschinen mit einem stetigen Betrieb. Wollte man hierbei die Siebe, welche naturgemäß aus dünnen, der Feinheit des zu erzeugenden Pulvers entsprechenden Drähten oder Blechen hergestellt sind, unmittelbar in dem Umfange des Behälters anordnen, so würden dieselben durch die Einwirkung der fortwährend darüber gerollten Kugeln und gröberen Materialstücke einer sehr schnellen Zerstörung ausgesetzt sein. Um dies zu vermeiden, hat die Maschine der Gebrüder Sachsenberg die durch Fig. 134 (a. f. S.) dargestellte Einrichtung erhalten. Der zur Aufnahme der Masse und der eisernen Kugeln dienende Behälter hat hier die Form einer in der Mitte cylindrischen, an den Stirnseiten mit kegelförmigen

Deckeln verschlossenen Trommel A, welche mittelst hohler Zapfen B und B_1 in festen Lagern L und L_1 ruht. Von diesen Zapfen dient der eine B zur ununterbrochenen Einführung des in den Rumpf R gegebenen Materials, während die Abführung des zerkleinerten Gutes durch den anderen Zapfen B_1 hindurch erfolgt. Zu dem Zwecke ist der Mantel der Trommel mit Schlitzen nach der Richtung der Axe versehen, durch welche das Material hindurchfallen kann, sobald es eine entsprechende Zerkleinerung erfahren hat. Dieses durch die Schlitze hindurch gefallene Material wird hierauf einer Sonderung in das genügend zerkleinerte Mehl und die gröberen Stücke unterworfen, zu welchem Zwecke die Trommel mit zehn Sieben S umgeben ist, welche zusammen mit zwei Deckeln D ein regelmäßiges Zwölfeck bilden. Zur Schonung der feinen Siebe S befindet sich zwischen diesen und der

Fig. 134.



Trommel A ein gröberes Schutzsieb C, welches ebenso wie die Siebe S an der Umdrehung der Trommel Theil nimmt. Ein außerhalb der Siebe mit der Trommel ebenfalls fest verbundener Blechmantel M nimmt den durch die Siebmaschen gegangenen Durchfall auf, und läßt denselben in einen Ringcanal K gelangen, welcher äußerlich zu der den Antrieb vermittelnden Riemscheibe ausgebildet ist. Der von diesem ringförmigen Raume K abgehende Canal k leitet das durchgesiebte Mahlgut nach dem Zapfen B_1 und durch diesen hindurch aus der Maschine heraus, während der durch die Siebe zurückgehaltene Stoff durch einen ähnlichen Canal z in die Trommel zurückgeführt wird, um einer nochmaligen Zerkleinerung unterworfen zu werden. Der vollständige Abschluß, welcher vermöge dieser Anordnung erzielt ist, gestattet die Verarbeitung ganz trockenen Materials, ohne Verluste durch Verstäuben desselben herbeizuführen.

Diese Maschinen haben sich in der Praxis gut bewährt und sind für sehr verschiedene Stoffe, insbesondere für Erze, Kohlen, Thon und Ziegelwaaren, vortheilhaft in Anwendung gekommen. Ueber die Verhältnisse und Leistung dieser Maschinen giebt die folgende Tabelle, welche der mehrerwähnten Ar-

Ergebnisse der Sachsenberg'schen Kugelmühlen.

Trommel-Durchm. m	Besitzer der Kugelmühle	Mahlgut	Siebmaschen auf 1 qcm	Stündl. Leistung kg
1,40	Mansfelder Gewerkschaft . . .	Kupferstein	180	420
1,40	Mechernicher Bergwerksverein .	Bleiglanz	2 mm weit	570 — 800
0,60	Ultramarinfabrik Sophienau .	Holzkohle und Asphalt	900	20 — 25
0,60	Knochenkohlefabrik Salzwedel .	Knochenkohlenabfälle	146—1460	50 — 100
0,60	Zuckerfabrik Minsleben	Aetzkalk	442	90
0,60	Kohlenstaubfabrik	Steinkohle bezw. Holzkohle	staubfein	50 — 60
0,60	Keiser u. Schmidt, Berlin .	Koks	367	100
0,60	K. Feuerw.-Laborator. Spandau	Glas und Schwefelantimon	900—1300	6 — 15
0,80	Chamottewaarenfabrik	Harte Ziegelbrocken	21	266
0,80	Thonwaarenfabrik Blankenberg .	" "	21	210
0,80	K. Porcellanfabr. Charlottenburg	Lufttrockener Thon	180	1000
0,80	Chem. Fabrik Billwärder . . .	Borax	235	75
0,80	Zuckerfabrik Gröningen	Gebrannter Kalk	400	150
1,20	Greppiner Werke	Harte Ziegelbrocken	24	1000
1,20	Papst, Saarbrücken	Chamotte und Feldspath	106	250
1,20	Geschoßfabrik Siegburg	Steinkohle	130	75
1,20	Hartmann u. Hauers, Hannover	Schwerspath	530	600
1,20	Godulla-Hütte	Zinkblende	21	750
1,20	Oppelner Cementfabrik	Portl.-Cement, vorgemahlen	716	285

beit von H. Fischer entnommen wurde, Aufschluß. Die Geschwindigkeit der Trommel scheint nach dieser Quelle durch die Formel $n = \frac{23}{\sqrt{D}}$ bis $\frac{28}{\sqrt{D}}$ bestimmt zu sein, in welcher n die Umdrehungszahl in der Minute und D den Trommeldurchmesser in Metern bedeutet. Für die Umdrehungsgeschwindigkeit läßt sich eine obere Grenze mit Rücksicht darauf angeben,

daß bei einer zu großen Geschwindigkeit das Material durch die Fliehkraft verhindert werden würde, in der beabsichtigten Art auf der geneigten Fläche des Trommelinneren herabzugleiten. Die Centrifugalkraft eines Massentheilchens vom Gewichte G ist bekanntlich durch $C = G \frac{\omega^2 D}{2g}$ ausgedrückt, wenn ω die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{n\,2\pi}{60}$ und $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Diese Centrifugalkraft nimmt einen Werth gleich dem Eigengewichte G des Massentheilchens an, wenn die Gleichung erfüllt ist:

$$G = G \frac{\omega^2 D}{2g} = G \frac{2 n^2 \pi^2 D}{3600\,g}, \text{ oder } 2 n^2 \pi^2 D = 3600\,g,$$

woraus die zugehörige Umdrehungszahl n zu

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{g}{2D}} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D}}$$

sich ergiebt. Bei einer solchen Geschwindigkeit würde das Material durch die Fliehkraft fest gegen den Trommelumfang gepreßt werden, und die Wirkung der Schwere wäre aufgehoben, so daß die Maschine hierbei nicht mehr arbeiten könnte. Wie die oben angeführte Formel $n = \frac{23 \text{ bis } 28}{\sqrt{D}}$ zeigt, ist die Umdrehungsgeschwindigkeit beträchtlich kleiner und zwar nur etwa zu $^2/_3$ des berechneten Grenzwerthes angenommen.

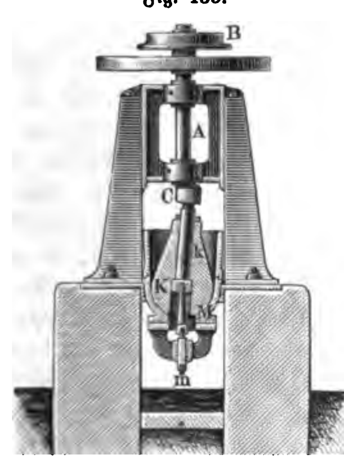
§. 44. **Mörsermühlen.** Mit diesem Namen belegt man eine Gattung von Zerkleinerungsmaschinen, bei welchen das zur Wirkung kommende Werkzeug seiner Gestalt und Wirkungsweise nach eine gewisse Aehnlichkeit mit der bekannten Reibkeule der Mörser hat. Diese Keule, deren Mittellinie unter einer geringen Neigung gegen die Axe des Behälters oder Mörsers, in welchem sie sich bewegt, angeordnet ist, erhält eine Umdrehung um die Axe des Mörsers, so daß sie sich in dem Mantel eines zu dieser Axe gehörigen Kegels bewegt, dessen halber Spitzenwinkel gleich dem gedachten Neigungswinkel der beiden Axen ist.

In Fig. 135 ist die Anordnung einer solchen Mörsermühle nach der Bauart F. Motte's[1]) angegeben. Die unterhalb zu einer Halbkugel ausgebildete kegelförmige Keule K bewegt sich in dem unten gleichfalls halbkugelig ausgeführten Mörser M, welcher oberhalb behufs bequemer Zuführung des Materials kegelförmig erweitert ist. Die unterhalb in einem Kugelzapfen gestützte Keule erhält ihre Bewegung durch eine Kurbel auf dem unteren Ende

[1]) D. R.-P. Nr. 575.

der Axe A, welche ihren Antrieb durch die Riemscheibe B bekommt. Es ist ersichtlich, wie vermöge dieser Anordnung die Axe k der Keule um die Axe m des Mörsers den oben gedachten Kegelmantel beschreibt, wobei der Punkt des geringsten Abstandes zwischen Mörser und Keule während jeder Kurbeldrehung rings herum wandert. Das in den Mörser gebrachte Material wird demnach zunächst in dem oberen Theile des Mörsers einer Wirkung ausgesetzt sein, welche mit derjenigen der Maulbrecher viele Aehnlichkeit hat, indem ebenso wie bei jenen auch hier eine abwechselnde Näherung und Entfernung der arbeitenden Flächen hervorgerufen wird. Ein wesentlicher Unterschied besteht nur darin, daß hierbei fortwährend ein Druck ausgeübt wird, welcher, da er sich stets nur auf eine verhältnißmäßig kleine Fläche erstreckt, für die Zerdrückung des Materials günstig sein muß. Da die durch die Wirkung dieses Druckes gebildeten Bruchstücke bei der darauf folgenden Vergrößerung des Abstandes zwischen Mörser und Keule in dem Zwischenraume zwischen diesen Theilen abwärts gleiten können, so findet so lange eine wiederholte Bearbeitung statt, bis die Theilchen die zum Durchgange durch die unten befindliche Austrittsöffnung erforderliche Feinheit erlangt haben. Bei dieser Zerkleinerung tritt hauptsächlich eine abreibende Wirkung auf, welche von der Keule vermöge ihrer eigenthümlichen Bewegung ausgeübt wird. Die Keule nimmt nämlich neben der schon gedachten Umdrehung um die Axe Am des Mörsers gleichzeitig eine Drehung um die eigene Axe k an, so daß in gewissem Maße ein Rollen der Keule im Innern des Mörsers stattfindet. Diese Drehung der Keule wird dadurch ermöglicht, daß die Axe der Keule mit der Kurbel C nicht unwandelbar fest, sondern mittelst eines Drehzapfens in Verbindung gebracht ist.

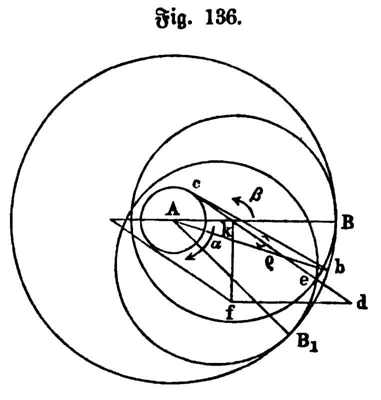
Fig. 135.



Von dieser eigenthümlichen Bewegung kann man sich ein ungefähres Bild mittelst der Fig. 136 (a. f. S.) machen, welche einen wagerechten Durchschnitt durch die Maschine vorstellt. Denkt man sich die Stellung der Keule so, daß sie den Mörser in dem Punkte B berührt, bezw. ihm in diesem Punkte am nächsten kommt, und ertheilt man dem Kurbelarme, der unter dieser Voraussetzung die Stellung Ak hat, eine Drehung um die Mörseraxe A in dem Betrage $BAB_1 = \alpha$, im Sinne des Pfeiles α also

rechtsum, so rückt der Berührungspunkt zwischen Mörser und Keule von B nach B_1, um die Größe $R\alpha = BB_1$ fort, unter R den Halbmesser AB verstanden. Wäre dabei die Keule undrehbar mit dem Kurbelarme verbunden, etwa durch einen vierkantigen Zapfen, so würde die Keule lediglich um die Axe A herumgeführt, und es würde stets derselbe Punkt der Keule mit dem Mörser in Berührung bleiben, d. h. die Keule würde auf dem inneren Umfange des Mörsers schleifen und dabei alles vor ihr befindliche Material vor sich herschieben; die beabsichtigte Wirkung würde damit also nicht erreicht. Da nun aber die Keule drehbar mit dem Kurbelarme verbunden ist, so nimmt sie bei der Umdrehung des letzteren eine Drehung um die eigene Axe an, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Denkt man sich in b irgend ein zwischen den beiden Flächen befindliches Materialstück, so muß dasselbe, wenn es durch die Umdrehung der Kurbel von der Keule vor sich hergeschoben wird, einen Druck gegen die Mörserfläche nach der Richtung cb äußern, welche von der Normalen daselbst, also von dem Halbmesser Ab um den Reibungswinkel $cbA = \varrho$ abweicht. Zeichnet man um A den diese Richtung berührenden Kreis, so giebt derselbe nach Art des Reibungskreises in seinen Tangenten die Richtungen der Reactionswirkungen an, in welchen die Mörserfläche wirksam sein kann. Zieht man auch noch die durch die Mitte k der Keule gehende Tangente kd an diesen Reibungskreis, so ist ersichtlich, daß die Reactionen aller zwischen dieser Tangente kd und dem Berührungspunkte B gelegenen Punkte des Mörsers eine Linksdrehung der Keule im Sinne des Pfeiles β anstreben. In Folge hiervon wird die Wirkung der Maschine in gewissem Sinne nach der Art von Walzwerken erfolgen, und ein Gegenstand wird mit Sicherheit zerdrückt werden, so lange derselbe zwischen B und kd gelegen ist; nur größere Gegenstände, welche jenseits der Grenzlage kd befindlich sind, werden bei der Bewegung der Keule von dieser vor ihr hergeschoben.

Fig. 136.

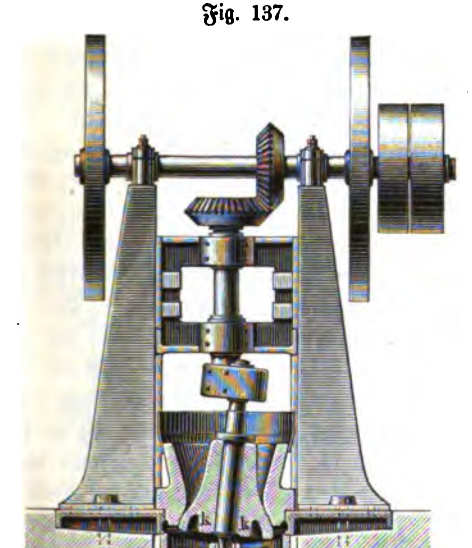


Hierbei ist auf den Reibungswiderstand keine Rücksicht genommen, welcher sich einer Umdrehung der Keule um ihre eigene Axe, also an dem Spurzapfen und an dem Kurbelzapfen entgegensetzt. Wollte man auch diesen Widerstand berücksichtigen, so würde man den Reibungskreis für die Axe der Keule um k zu zeichnen haben, und als die besagte Grenzlage wäre dann anstatt der Linie kd die gemeinsame Tangente an die beiden Reibungskreise

des Mörsers und der Keulenzapfen anzusehen. Die hierdurch bedingte Aenderung ist nur unbedeutend.

Um für einen etwa in e gelegenen Gegenstand die zum Zerdrücken desselben an dem Kurbelarme anzubringende Kraft zu bestimmen, hat man einfach die an dem Kurbelzapfen wirkende Kraft kf nach den Richtungen kd und kA zu zerlegen, die dabei sich ergebende Seitenkraft nach der Richtung kd muß dann die rückwirkende Festigkeit des Gegenstandes übertreffen.

Fig. 137.



Nimmt man an, daß in Folge der vorstehend besprochenen Wirkung bei der Umdrehung der Kurbel die Keule um ihre eigene Axe mit solcher Geschwindigkeit gedreht wird, daß an der betrachteten Stelle des Mörsers ein reines Wälzen der Keule in dem Mörser stattfindet, so wird an dieser Stelle eine reibende Wirkung nicht eintreten; dagegen wird an allen denjenigen anderen Stellen eine reibende Wirkung sich einstellen müssen, wo das Verhältniß der Halbmesser der in Berührung kommenden Theile ein anderes ist als an der hier betrachteten Stelle. Es geht hieraus hervor, daß die Größe der Verschiebung und damit die Größe dieser reibenden Wirkung an verschiedenen Stellen sehr verschieden sein muß, ebenso wie es bei dem Kollergange der Fall ist.

Anstatt dem Mörser eine unterhalb geschlossene Form nach der Art der in Fig. 135 gezeichneten zu geben, wobei nur ein Schlitz zur Abführung des zerkleinerten Materials angewendet zu werden pflegt, hat man auch den Mörser nach Fig. 137 unterhalb mit einer weiten Oeffnung versehen, in welche die Keule mit einem daselbst angeordneten Kragen k hineinpaßt, der nach einer zum Spurzapfen concentrischen Kugel geformt ist. Die eigenthümliche reibende Wirkung, welche hierbei vorzugsweise in diesem unteren Theile auftritt, ist aus der Figur ersichtlich, der obere Theil der Maschine

hat hier nur die Wirkung eines Vorbrechers. Auch sonst hat man die Mörsermühlen noch in mannigfach anderer Art ausgeführt, so z. B. mit Antrieb von unten; in dieser Hinsicht möge der Hinweis auf die unten angegebenen Quellen genügen [1]).

§. 45. **Schleifmühlen.** Diese Bezeichnung ist hier für einige Zerkleinerungsmaschinen gewählt, welche ein Zerreiben der Stoffe etwa in der Art bewirken, wie dasselbe durch das Schleifen derselben zwischen zwei Steinen geschehen kann, von denen der eine bewegliche über dem anderen festliegenden verschoben wird. Hierhin sind zunächst die sogenannten Schleppmühlen zu rechnen, wie dieselben zum Mahlen der Glasurmasse in Porcellanfabriken sowie auch zum Feinmahlen von Erzen Verwendung finden. Der Hauptsache nach besteht eine solche Schleppmühle aus einem festliegenden cylindrischen Bodensteine, in dessen Mitte eine stehende Welle aufgestellt ist, welche eine langsame Drehung erhält, vermöge deren sie mittelst entsprechend auf ihr angebrachter Arme mehrere auf dem Bodensteine liegende Steine mit sich fortschleppt. In Fig. 138 ist der Grundriß einer solchen Maschine [2]) angedeutet, deren Wirkungsweise an sich klar ist. Die Steine S werden durch die Ketten k von dem auf der Welle A befestigten Kreuze B auf der Platte C bewegt, welche in dem hölzernen Behälter D festliegt. Die Masse wird hierin mit Wasser in Gestalt eines Breies bis zur genügenden Feinheit vermahlen, worauf die Entleerung erfolgt. Diese absetzende Wirkungsweise, mit welcher der Nachtheil verbunden ist, daß die feingemahlenen Theile nicht in dem Maße ihrer Entstehung aus der Maschine rechtzeitig entfernt werden, dürfte einer der Hauptgründe sein, weswegen diese Maschinen heute nur noch selten angewendet werden.

Fig. 138.



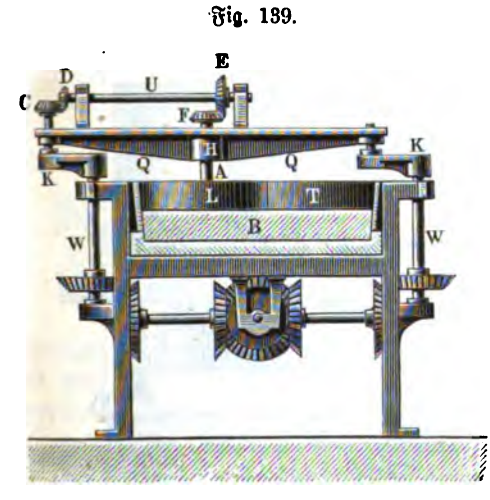
Als eine Verbesserung der Schleppmühlen kann die von Pollard herrührende Maschine, Fig. 139, angesehen werden. Hier ist über dem in dem Troge T festliegenden Bodensteine B ein cylindrischer Läuferstein L befindlich, welcher eine doppelte Drehbewegung erhält, indem er nämlich zu gleicher Zeit um seine eigene Axe A und um die Axe des Bodensteines B gedreht wird. Zu diesem Ende ist das Halslager H der Läuferaxe in einem

[1]) Dingl. Journ. 1880, Bd. 235, S. 260. D. R.-P. Nr. 14450.

[2]) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre.

Querträger Q angebracht, dessen Enden die Warzen von zwei Kurbeln K lose drehbar umschließen, die auf zwei stehenden Wellen W festsitzen. Wenn diese beiden Kurbeln, die genau gleiche Länge und Richtung haben, durch das aus der Figur ersichtliche Räderwerk mit gleicher Geschwindigkeit in einerlei Richtung umgedreht werden, so bewegt sich jeder Punkt des Querträgers Q und also auch die Läuferaxe in einem Kreise, dessen Halbmesser gleich dem Kurbelarme ist, und dessen Mittelpunkt mit der Mitte des Bodensteines zusammenfällt. Das auf der Warze der einen Kurbel K undrehbar befestigte conische Getriebe C veranlaßt bei dieser Bewegung, bei welcher der Querträger seine Richtung im Raume unveränderlich beibehält, eine Umdrehung der wagerechten Uebertragungswelle U, welche durch die Kegelräder D, E und F die Umdrehung auf den Läufer L überträgt, und zwar macht derselbe während jeder Kurbelumdrehung eine Anzahl gleich $\frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F}$ Umdrehungen, wenn unter C, D, E und F die Durchmesser oder die Zähnezahlen der gleich bezeichneten Kegelräder verstanden werden. In Folge dieser doppelten Drehbewegung des Läufers beschreiben dessen einzelne Punkte gewisse cycloidenförmige Linien, wobei die Oberfläche des Läufers sowohl wie des Bodensteines einer so gleichmäßigen Beanspruchung ausgesetzt sind, daß diese Flächen ihre ebene Form dauernd beibehalten. Aus diesem Grunde pflegt man den zum Geradeschleifen der Glastafeln in Spiegelfabriken dienenden Maschinen gewöhnlich eine Einrichtung zu geben, welche eine ganz ähnliche Wirkung bezweckt.

Fig. 139.



Eine hierhergehörige Maschine ist die Naßmühle von Dingey[1]), Fig. 140 (a. f. S.), welche zum Feinmahlen von Erzen dient. Auch hier ist eine kreisförmige, dem Bodensteine der vorigen Maschine entsprechende Platte A wagerecht angeordnet, doch steht diese Platte nicht fest, sondern sie erhält eine sehr langsame Umdrehung durch einen Zahnkranz Z, in welchen ein

[1]) Engineering. Novbr. 1874, p. 379. Oesterr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen, 1878, S. 233, 436; 1879, S. 623.

Getriebe der stehenden Hülfswelle H eingreift. Von der Königswelle B erfolgt der Betrieb der vier Läuferscheiben L, welche auf der Bodenplatte A mit einer durch die Schrauben S zu regelnden Pressung lasten. Diese Läufer sind, ebenso wie die Bodenplatte, aus Gußeisen hergestellt, und man hat die arbeitenden Flächen mit hervorragenden Kanten versehen, welche eine mehr abscherende Wirkung hervorrufen sollen, und worüber im nächsten Paragraphen näher gesprochen werden soll. Die Maschine arbeitet ununter-

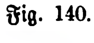
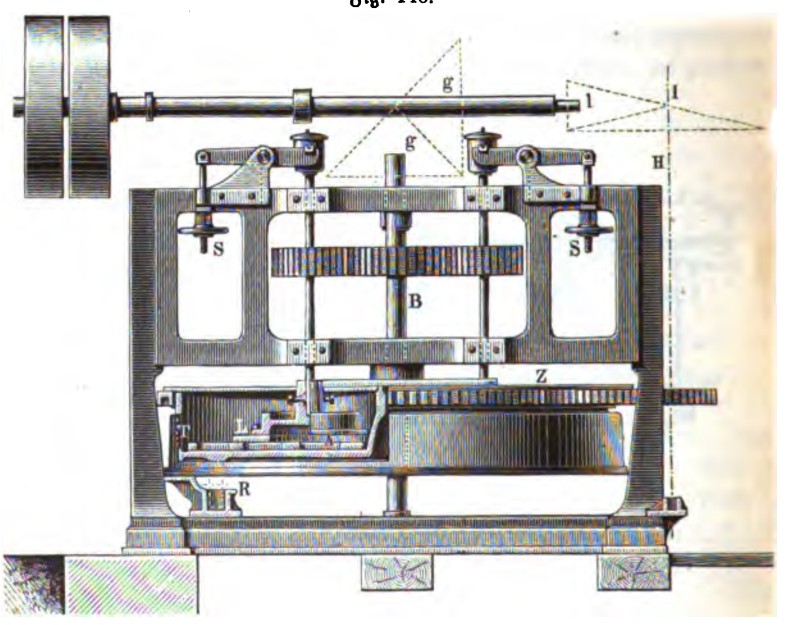


Fig. 140.



brochen, indem die Zuführung des breiartigen Materials aus einem feststehenden Rumpfe durch Rinnen in das Innere der Läufer bewirkt wird, während die hinreichend zerkleinerte Masse durch die Maschen eines am Umfange der Bodenplatte angebrachten Siebes T entweichen kann. Die Bodenplatte, durch welche die stehende Welle B lose hindurchtritt, ruht auf Unterstützungsrollen R, und erhält eine langsame Drehung von zwei bis drei Umdrehungen in der Minute, welche nur dazu dient, alle Punkte der Platte möglichst gleichmäßig zur Wirkung zu bringen. Die Läufer dagegen werden mit der großen Geschwindigkeit von 200 Umdrehungen in der Minute umgedreht, was deswegen unbedenklich ist, weil die Läuferaxen hierbei ihren Ort beibehalten, also ein Herumschwenken derselben um die Axe B nicht stattfindet.

Glockenmühlen. Bei diesen Zerkleinerungsmaschinen verwendet man §. 46. einen kegelförmigen oder conoidischen Läufer, welcher in einem passenden Hohlkegel von glockenförmiger Gestalt sich dreht und wobei die Zerkleinerung in der Regel nicht durch die Rauhigkeit der Flächen, wie bei den bisher betrachteten Steinmühlen, sondern durch hervorstehende Rippen oder Schneiden bewirkt wird, die sowohl auf der Außenfläche des Läufers, wie auch in dem Innern des Hohlkegels angebracht sind. Demgemäß dienen diese Maschinen nicht sowohl zur Erzielung eines eigentlichen Mehles von staubförmiger Beschaffenheit, sondern sie erzeugen mehr oder minder große Stückchen, deren Größe natürlich von der Feinheit der angewandten Riffelung abhängig ist. Die gedachten Riffeln wirken, so lange sie genügend scharf sind, und dicht an einander vorübergehen, wie in Fig. 141 I, rein abscherend, indem ein zwischen die mit einander arbeitenden Kanten *a* und *b* gelangendes Materialstück *S* in zwei Theile zerlegt wird, wobei die Schubfestigkeit des Stoffes zu überwinden ist. Da jedoch die Kanten nach kurzer

Fig. 141.

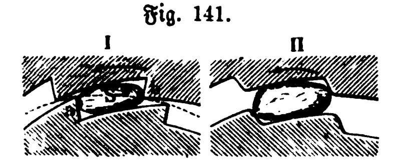
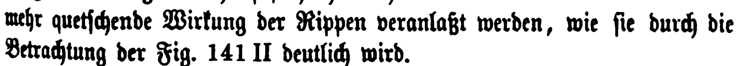


Fig. 142.

Arbeitszeit sich in gewissem Grade abstumpfen und auch ein bestimmter Zwischenraum sich einstellt, so wird diese rein scherende Wirkung nur vorübergehend nach erneuerter Schärfung und Zusammenstellung stattfinden können, und die Zerkleinerung wird hauptsächlich durch eine mehr quetschende Wirkung der Rippen veranlaßt werden, wie sie durch die Betrachtung der Fig. 141 II deutlich wird.



Der kegelförmige Läufer *L* wird bei diesen Mühlen, Fig. 142, mit dem dünneren Ende nach oben gekehrt, so daß das aus dem Trichter *T* herabfallende Material vermöge seines Gewichtes durch die Maschine geführt wird. Zur gleichmäßigen Vertheilung rundet man den Läufer oberhalb in entsprechender Weise ab und ordnet in dem oberen Theile desselben größere Zwischenweiten zwischen den Riffeln, sowie zwischen ihm und der Glocke *G* an, um größere Stücke bequem einführen zu können und vermöge der nach unten hin feiner werdenden Riffelung eine allmälig fortschreitende Zerkleinerung zu erzielen. Da hierbei das zerkleinerte Material sich vermöge seines Eigengewichtes in einfachster Art von der Stelle seiner Zerkleinerung entfernt, um nach anderen Stellen zu gelangen, welche eine

weitergehende Zertheilung bewirken, so muß man hierin einen besonderen Vortheil für die Wirksamkeit dieser Maschinen erkennen.

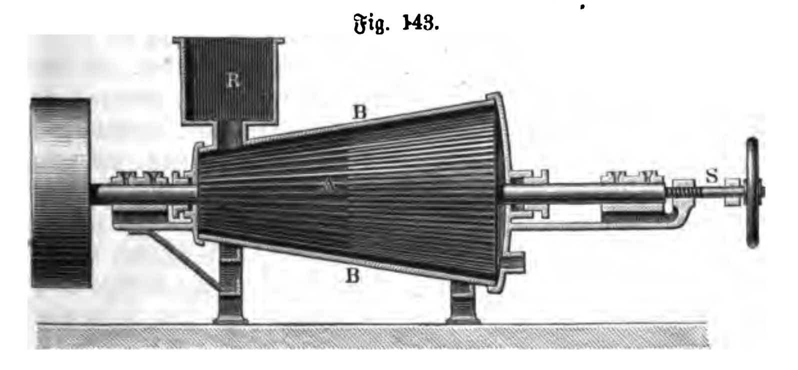
Der Läufer wie die Glocke sind meistens aus Gußeisen gefertigt; zuweilen, und besonders bei kleinen Maschinen dieser Art, wie z. B. bei den bekannten Kaffeemühlen, macht man diese Theile auch wohl ganz aus Stahl oder versieht sie mit Stahlringen, welche nach dem Schärfen gehärtet werden. Der mit allmäliger Abnutzung der Riffeln zwischen den Mahlflächen entstehende Zwischenraum kann wegen der Kegelform immer durch eine geringe Verschiebung des Läufers in seiner Axenrichtung beseitigt werden, zu welchem Zwecke bei allen diesen Maschinen eine Vorrichtung, meistens eine Stellschraube, vorhanden ist, welche die Verstellung erreichen läßt. Wenn dabei die Anordnung so getroffen ist, daß der Läufer unterhalb um einen gewissen Betrag aus der Glocke hervorragt, so bildet sich durch die Abnutzung an den Riffeln leicht ein Ansatz, welcher die Verschiebung verhindert, indem die hervorragenden Theile an der Abnutzung nicht betheiligt werden; aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Läufer nach unten hin nicht aus der Glocke hervorragen zu lassen, da ein solcher Ansatz weniger nachtheilig ist, wenn er sich an den Riffeln der Glocke bildet. Die Riffeln pflegt man meistens gegen den Axenschnitt etwas geneigt in Gestalt steiler Schraubenlinien auszuführen, wodurch man erreicht, daß eine Schneide des Läufers mit einer solchen der Glocke immer nur in einem Punkte zur Wirkung kommt, so zwar, daß dieser Angriffspunkt allmälig entlang der Schneide fortschreitet, und man hat die Umdrehung des Läufers in solcher Richtung vorzunehmen, daß dieses Fortschreiten von oben nach unten erfolgt, um den Durchgang des Mahlgutes durch die Maschine zu befördern.

Derartige Mühlen finden Verwendung zum Zerkleinern sehr verschiedener Stoffe, wie Gips, Farbstoffe, Lohe, Kaffee, Gewürze u. s. w. Auch wendet man sie für die Graupenfabrikation zum Zerbrechen der Gerstenkörner an, für welche Verwendung auch wohl der Kegel mit dem dünnen Ende nach unten gelegt wird. Die Geschwindigkeit des Läufers richtet sich nach den zu zerkleinernden Stoffen und nach der Größe des Läufers; eine Reißmaschine für die Graupenfabrikation, wie sie in Wiebe's Mahlmühlen beschrieben ist, macht in der Minute 80 Umdrehungen bei einem Läufer, dessen Durchmesser oben 0,275 und unten 0,145 m beträgt.

Man hat auch wohl die Axe des Kegels wagerecht angeordnet, doch kann diese Einrichtung im Allgemeinen eine vortheilhafte nicht genannt werden, denn wenn auch die Lagerung der Axe eine bequemere sein mag, so geht doch der Vortheil der stehenden Anordnung ganz verloren, welcher darin besteht, daß die Materialien durch ihr Eigengewicht zwischen den Mahlflächen hindurch bewegt werden. Auch dürfte die Abnutzung der Mahlflächen bei der liegenden Ausführung weniger gleichmäßig ausfallen als bei

der stehenden. Es sollen daher die liegenden Glockenmühlen nicht näher besprochen werden; doch möge hier einer verwandten Einrichtung gedacht werden, wie sie als sogenannte **Stoffmühle** in **Papierfabriken** zur Verarbeitung des Papierzeuges in Anwendung gebracht ist. Diese von **Jordan** und **Eustice**[1]) in Connecticut herrührende Stoffmühle enthält als arbeitendes Werkzeug ebenfalls einen abgestumpften Kegel, welcher wagerecht in einem gleichfalls kegelförmigen Gehäuse gelagert ist, und mit 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Die Trommel *A*, Fig. 143, ist äußerlich mit einer Anzahl hervorstehender Stahlschienen besetzt, welche in Nuthen eingeschoben sind, die in den gußeisernen Kegel nach der Richtung von Kegelseiten eingehobelt wurden. Ebenso ist das Innere des Gehäuses *B* mit Stahlschienen ausgekleidet, welche jedoch geringe Nei-

Fig. 143.

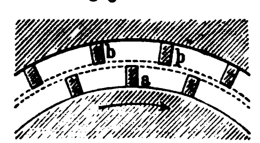


gung gegen die Richtung der Seiten erhalten haben. Zwischen diesen Schienen wird der zuvor schon auf **Halbzeugholländern** (s. §. 48) vorgemahlene Stoff zu derjenigen Feinheit weiter verarbeitet, die das zur Papierbereitung dienende **Ganzzeug** haben muß. Das Material tritt als breiartiges Halbzeug durch den Rumpf *R* in das Gehäuse am engeren Ende desselben ein, und wird durch die Wirkung der Fliehkraft nach dem weiten Ende befördert, woselbst es nach gehöriger Verfeinerung durch in dem Deckel des Gehäuses angebrachte Abzugsöffnungen aus der Maschine heraustritt. Auf dem Wege durch das Gehäuse ist der Stoff der vielfachen Wirkung der besagten Stahlschienen ausgesetzt, welche den Zweck haben, zwar eine Verfeinerung der zugeführten Lumpenmasse zu bewirken, so jedoch, daß dabei die Fasern möglichst in ihrer Länge erhalten bleiben, um eine genügende Festigkeit des daraus zu erzeugenden Papiers zu erzielen. Den Vorgang, durch welchen dies erreicht wird, kann man sich mit Hülfe der Fig. 144 (a. f. S.) verdeutlichen. Hierin stellt *a* eine Schiene der Trommel und *b*, *b* stellen

[1]) **Karl Hofmann**, Papierfabrikation.

Schienen des Gehäuses vor. Würden diese Schienen dicht an einander vorübergehen, so würde ein zwischen dieselben gelangender Garnfaden zerschnitten werden, und der Stoff würde zu einem feingemahlenen Gemenge von staubförmigen Faserstückchen zerkleinert werden, er würde, wie man sich ausdrückt, todtgemahlen werden. Wenn dagegen zwischen den Schienen der Trommel und des Gehäuses ein sehr kleiner Zwischenraum vorhanden ist, welcher nicht weit genug ist, um dem Faden den freien Durchgang zu gestatten, so wird die bewegte Schiene über den durch die festen Schienen zurückgehaltenen Faden hinwegstreifen und dabei die einzelnen Fasern abschaben, sobald die Richtung des Fadenstückchens in die Bewegungsrichtung hineinfällt. Wenn dagegen der Faden quer, d. h. in der Richtung der Schienen, eingeht, so wird die Bewegung der Schiene eine Zertheilung des Fadens durch Spaltung desselben anstreben. Es wird zwar in dem einen wie in dem anderen Falle ein theilweises Zerreißen der Fasern nicht zu vermeiden sein, jedenfalls aber wird das erzeugte Material aus längeren Fasertheilen bestehen, als wenn ein dichtes Anstreifen der Schienen an einander stattfände. Man erkennt hieraus, wie die genaue Innehaltung eines bestimmten Abstandes zwischen den Schienen für die Beschaffenheit des gemahlenen Stoffes von der größten Bedeutung ist. Bei der Maschine, Fig. 143, wird dieser Abstand durch die Verschieblichkeit der Trommel in ihrer Axenrichtung erzielt, zu welchem Zwecke gegen das freie Ende der Trommel eine Schraube S drückt, welche eine sehr genaue Einstellung ermöglicht. Diese Schraube ist mit der Axe der Trommel nicht fest verbunden, sondern dient nur dazu, die Trommel bis zu gewissem Maße in das Gehäuse hineinzudrücken, während der den Schienen dargebotene Widerstand wegen der Kegelform der Trommel die letztere nach dem weiten Ende des Gehäuses, also gegen die Schraube preßt.

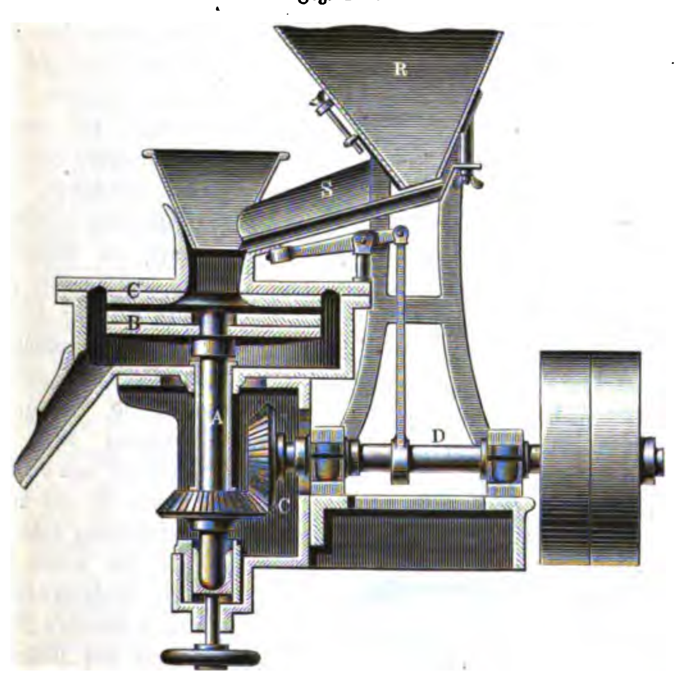
Fig. 144.



In Folge der schnellen Umdrehung und wegen der kegelförmigen Gestalt der Trommel wird der am engen Ende eingeführte Stoff in lebhafter Strömung dem weiten Ende zugeführt und kann durch eine Oeffnung in dem Deckel des Gehäuses entweichen. Solcher Oeffnungen sind in dem Deckel drei angebracht, und zwar eine unten, eine oben und eine dritte in der Höhe der Axe. Hierdurch hat man in gewissem Grade eine Regelung der Ausflußmenge in der Hand, indem die Ausflußgeschwindigkeit um so geringer ausfällt, der Stoff also um so länger in der Maschine verbleibt und um so feiner vermahlen wird, je höher die zum Austritt benutzte Oeffnung gelegen ist. Die Trommel einer solchen Stoffmühle hat 1,24 m Länge, bei Durchmessern von 0,30 und 0,65 m und erfordert bei 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute zum Betriebe 15 bis 30 Pferdekraft.

Scheibenmühlen. Mühlen mit eisernen ebenen Mahlscheiben §. 47. anstatt der Steine hat man vielfach angewendet, ohne daß durch dieselben der gleiche Zweck wie durch Mühlsteine erreicht werden konnte. Indem nämlich die auf diesen Scheiben in etwa derselben Art wie die Hauschläge der Steine angeordneten scharfen Rippen oder Kanten nur die bei den Glockenmühlen erläuterte mehr oder minder vollkommen scherende Wirkung zu äußern vermögen, so werden diese Mühlen aus Getreide niemals eigentliches Mehl erzeugen können, da nach dem darüber Angeführten hierzu eine abrei-

Fig. 145.



bende Wirkung erfordert wird, durch welche nur die Oberfläche der Körner angegriffen wird. Für Getreide haben daher alle diese Mühlen immer nur als sogenannte Schrotmühlen Anwendung finden können, bei denen es sich nur um die Zerkleinerung der Körner überhaupt handelt, ohne daß dabei eine Trennung der verschiedenen Korntheile, insbesondere der Schalen von den inneren Stärketheilchen, beabsichtigt wird. Auch für Farbstoffe haben solche Scheibenmühlen Anwendung gefunden, eben so wie man sie vielfach als sogenannte Stoffmühlen in Papierfabriken in Gebrauch genommen hat. Hier wirken die Mahlflächen in ähnlicher Art, wie dies bei Gelegen-

heit der im vorigen Paragraph besprochenen Stoffmühle von Jordan und Eustice angegeben worden ist.

Eine Schrotmühle mit eisernen Mahlscheiben[1]) zeigt Fig. 145 (a. v. S.). Man erkennt daraus, daß diese Maschine eine gewisse Aehnlichkeit mit einem unterläufigen Mahlgange hat, bei welchem der bewegte Unterstein durch die auf der stehenden Welle A befestigte eiserne Mahlscheibe B ersetzt ist, während der obere feste Stein durch den Deckel des gußeisernen Behälters C gebildet wird, der nach Art des Steinrandes die Mahlscheiben umschließt. Auch die Zuführung des Getreides durch den Rüttelschuh S aus dem darüber angebrachten Rumpfe R ist in der bei den gewöhnlichen Mahlgängen üblichen Weise bewirkt; die Bewegungsübertragung durch die Kegelräder C von der Vorgelegswelle D aus bedarf einer Erklärung nicht.

Fig. 146.

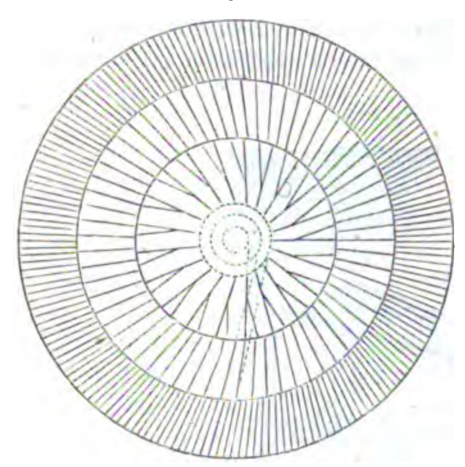
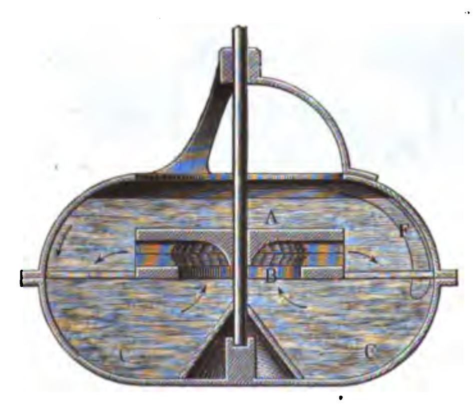


Fig. 147.



Jede der beiden gußeisernen Mahlscheiben ist auf der arbeitenden Mahlfläche mit drei stählernen Ringen versehen, die durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt sind und eingehobelte Furchen erhalten haben, um die schneidenden Kanten zu bilden. In Fig. 146 ist eine solche Scheibe in der Ansicht gezeichnet, woraus ersichtlich, daß die Furchen gegen den Halbmesser geneigt sind, und daß die Neigung in dem äußeren Ringe am kleinsten ist,

[1]) Wiebe, Mahlmühlen.

ebenso wie die Entfernung der Furchen nach außen hin abnimmt, entsprechend der Wirkungsweise, wonach die Furchen im Innern mehr das Einstreifen des Gutes zu besorgen haben und das eigentliche Feinschroten in dem äußeren Theile erfolgt. Nach den Angaben von Wiebe soll eine derartige Maschine mit Scheiben von 12″ Durchmesser mit einer Betriebskraft von zwei Pferden stündlich 5 bis 5,5 Scheffel = 275 bis 300 Liter Hafer, Gerste oder Bohnen schroten. Das baldige Abstumpfen und umständliche Schärfen sind Nachtheile dieser Art von Maschinen.

Ebene Mahlscheiben mit Schneiden wendet man auch zum Stoffmahlen in Papierfabriken vielfach an. Die Fig. 147 zeigt die Stoffmühle von Hitchings und Gould[1]). Hier dreht sich die obere der beiden Mahlscheiben *A*, welche mit der stehenden Axe fest verbunden ist, während die untere Scheibe *B* in dem Behälter *C* fest liegt. Durch die Umdrehung der Scheibe wird der Stoff nach außen befördert, und neuer Stoff steigt fortwährend selbständig durch die mittlere Oeffnung der unteren Scheibe empor, um zwischen die Mahlflächen zu gelangen. Dieses Ansteigen des Stoffes zu befördern, ist der Boden des runden Gehäuses in entsprechender Form hergestellt, auch sind die Leisten *F* im oberen Gehäusetheile angebracht, um den Stoff an einer kreisenden Bewegung zu hindern. Die Schneiden der oberen Scheibe sind radial gestellt, dagegen diejenigen der festen Scheibe excentrisch gerichtet sind, um eine Scherenwirkung in einem Punkte zu erzielen, so zwar, daß der Kreuzungspunkt bei der Drehung der oberen Mahlscheibe von außen nach innen fortschreitet. Hierdurch wird in gewissem Maße dem durch die Fliehkraft erzeugten Bestreben der Masse, nach außen sich zu bewegen, entgegengewirkt, so daß ein zu schneller Stoffumlauf hierdurch verhindert wird, wie er sich bei den ersten Anordnungen von Gould zeigte, bei denen die Messer von innen nach außen ausstreiften wie die Hauschläge der Mühlsteine. Die bewegte Mahlscheibe hat bei einem Durchmesser von etwa 1,5 m 36 starke Stahlmesser, während in der unteren festen Scheibe 360 Stahlschienen angebracht sind. Die Welle erhält in der Minute 75 Umdrehungen und es werden dabei nach den Angaben von Hofmann in 24 Stunden 2000 bis 3000 kg Ganzzeug vermahlen, wozu mindestens 50 Pferdekraft erfordert werden.

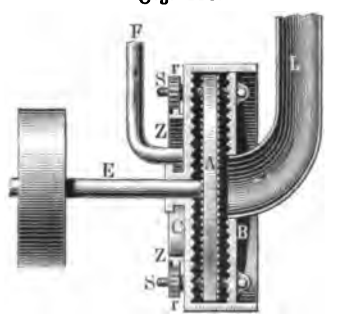
Die Stoffmühlen von Kingsland und von Thode sind ebenfalls mit ebenen Stahlscheiben versehen, doch ist hierbei die Axe wagerecht gelagert. Aus der Fig. 148 (a. f. S.), welche eine solche Stoffmühle in dem senkrechten Durchschnitte darstellt, ist ersichtlich, daß hierbei die bewegte Scheibe *A*, welche auf beiden Seiten mit Stahlschienen versehen ist, zwischen zwei festen Scheiben *B* und *C* befindlich ist, die ebenfalls Stahlschienen tragen.

---

[1]) Karl Hofmann, Papierfabrikation.

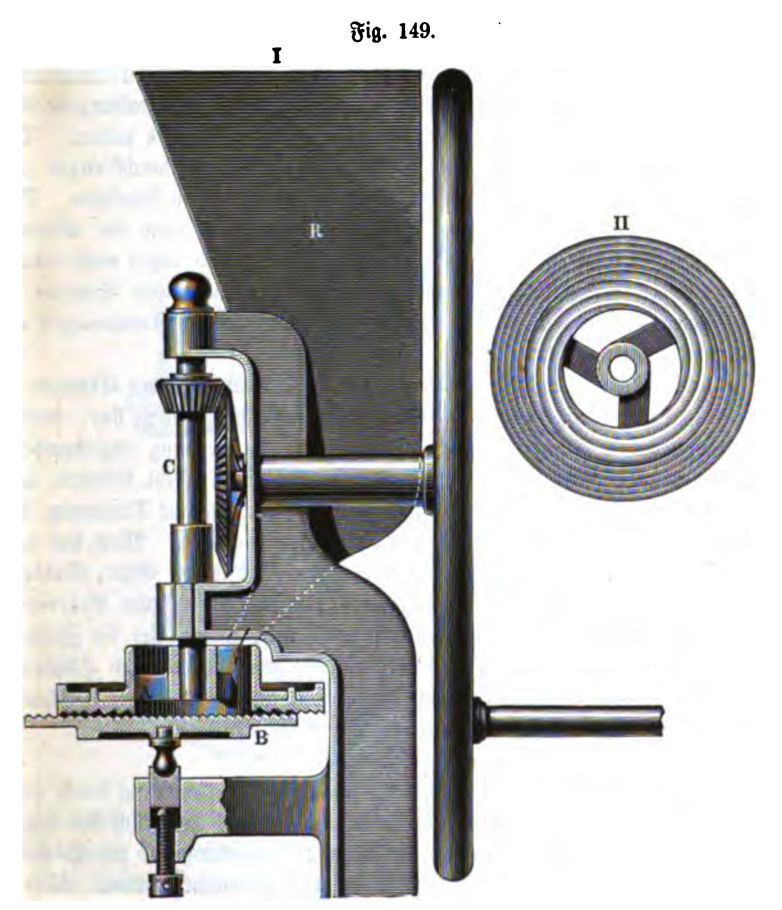
Von diesen beiden Scheiben ist diejenige C ganz fest mit dem Gehäuse der Maschine verbunden, während die andere B einer Verstellung in der Richtung der Axe befähigt ist, um hierdurch den Zwischenraum im Innern des Gehäuses verändern zu können, wie es für ein mehr oder minder starkes Angreifen des Materials erforderlich ist. Zu dieser Verstellung von B dienen vier Schraubenspindeln S, welche mit der Scheibe B undrehbar verbunden sind und ihre Muttern in vier Zahnrädchen r finden, deren gemeinsame Umdrehung durch das in sie eingreifende größere Zahnrad Z bewirkt wird. Die Stahlschienen sind auf allen Flächen in der Art angeordnet, wie die Hauschläge bei der geradlinigen Felderschärfe der gewöhnlichen Mühlsteine. Die Zuführung des auf den sogenannten Halbzeugholländern (s. den folgenden Paragraph) vorgearbeiteten Stoffes erfolgt aus einem höher stehenden Behälter durch die Zuführungsröhre L in der Mitte der Maschine, so daß der Stoff durch die Fliehkraft nach dem äußeren Umfange getrieben wird und eine weitere Zerkleinerung zwischen den Scheiben A und B stattfindet. Der Abfluß des genügend zerkleinerten Materials dagegen geschieht durch das auf der anderen Seite angebrachte Rohr F. Da dasselbe nicht am äußeren Umfange, sondern näher der Mitte angebracht ist, so muß die Fliehkraft dem Austritte hinderlich sein, und man erhält die beabsichtigte Hindurchführung der Masse dadurch, daß die Einmündung des Stoffes in L etwas höher gelegen ist, als die Ausmündung des Rohres F, so daß ein bestimmter Ueberdruck der Masse deren Bewegung durch die Maschine in der gewünschten Weise veranlaßt. In eigenthümlicher und zweckmäßiger Weise ist bei dieser Maschine für eine möglichst gleichmäßige Zerkleinerung dadurch gesorgt, daß die Axe E sich in ihren Lagern ein wenig verschieben läßt. In Folge hiervon wird diese Axe mit der auf ihr befestigten Scheibe A sich der festen Scheibe C selbständig nähern, sobald auf der anderen Seite zwischen A und B durch daselbst etwa eintretende gröbere Theile ein größerer Widerstand sich einstellt. Durch diese Verschiebung wird der Austritt durch F erschwert, der Durchgang des Stoffes also verlangsamt, während gleichzeitig zwischen A und B wegen der daselbst stattfindenden größeren Pressung ein kräftigerer Angriff der Masse erfolgt. Ebenso bewirkt in dieser Maschine die Fliehkraft eine schnelle Fortführung des hinreichend zerkleinerten, also leicht beweglichen Stoffes, während dicke und schwere Faserbündel kräftiger nach außen gedrängt werden, so daß dieselben

Fig. 148.



länger in der Maschine verbleiben, bis auch sie hinreichend fein gemahlen sind. Diese Eigenschaften zeichnen diese Maschine vortheilhaft vor denjenigen aus, in denen eine bestimmte Menge Stoff während einer gewissen Zeit bearbeitet wird, ohne daß den schon genügend zerkleinerten Materialien die Gelegenheit zum Entweichen geboten wird, und es erklärt sich hieraus die

Fig. 149.



größere Gleichmäßigkeit des auf dieser Maschine erzeugten Stoffes gegenüber dem in Holländern erzielten. Die Scheiben haben gewöhnlich 75 cm Durchmesser, die Axe macht 200 bis 250 Umdrehungen in der Minute und die Maschine beansprucht zu ihrem Betriebe 15 bis 25 Pferde.

Zu den hier betrachteten Zerkleinerungsmaschinen, welche mit geriffelten eisernen Mahlscheiben arbeiten, gehört auch die nach ihrem Erfinder

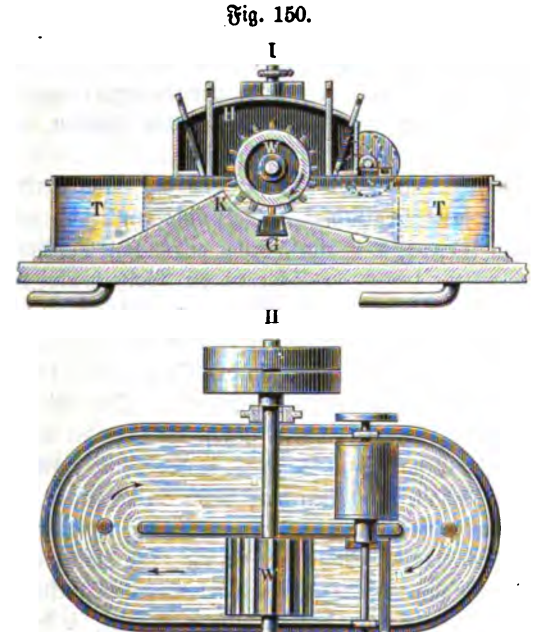
Bogardus benannte Mühle, Fig. 149 (a. v. S.). Hier sind zwei horizontale Scheiben über einander gelagert, von denen die obere *A* von der stehenden Welle *C*, auf welcher sie befestigt ist, ihre Umdrehung erhält, während die untere *B* durch die zwischen beiden Scheiben auftretenden Widerstände mitgenommen wird. Die einander zugekehrten Flächen der beiden Scheiben sind mit Stahlplatten versehen, die durch geeignete Riffelung die erforderlichen Schneiden erhalten haben. Diese Riffeln sind bei beiden Scheiben nach concentrischen Kreisen ausgeführt, und nur der innere Theil der oberen Scheibe trägt die aus Fig. II ersichtlichen spiralförmigen Furchen, welche zur Einführung und Vorarbeitung des Mahlgutes zu dienen haben. Da die untere Scheibe excentrisch zu der oberen gelagert ist, so durchkreuzen sich die Furchen der beiden Scheiben in einer großen Zahl von Punkten. Die Zuführung des Mahlgutes erfolgt aus dem Rumpfe *R* durch die mittlere Durchbrechung der oberen Scheibe, während die Abfuhr außen nach einem die Scheiben umgebenden Blechgefäße stattfindet. Die untere Scheibe ist auf einem Kugelzapfen gelagert, um ihr ein entsprechendes Anschmiegen an die obere zu ermöglichen.

Für die eigentliche Mehlbereitung haben diese Maschinen den Erwartungen nicht entsprochen, welche man anfänglich von ihnen gehegt hat, insbesondere ergaben die von Bogardus für diese Verwendung angewandten Scheiben mit eingesetzten Stahlmessern nicht eigentliches Mehl, sondern, wie zu erwarten war, nur ein zerstückeltes Getreide, welches eine Trennung der Schalen von den inneren Stärketheilchen nicht ermöglichte. Man hat daher diese Maschinen nur zum Zerkleinern von Farbstoffen, Gips, Kohlen, Salzen und ähnlichen Stoffen verwenden können. Auch zum Verreiben flüssiger Farben sind sie in Anwendung gekommen, indem hier die Zuführung durch die zu dem Ende hohl gebildete Axe geschieht, in deren Höhlung man zur besseren Abwärtsbewegung der Farbe wohl eine an der Drehung nicht Theil nehmende Schnecke anzubringen pflegt.

§. 48. **Holländer.** Zu den Maschinen, welche eine Zerkleinerung durch einzelne an einander vorübergeführte Schienen bewirken, sind auch die sogenannten Holländer zu rechnen, welche zur Darstellung des zur Papierbereitung dienenden Stoffes aus den Lumpen gebraucht werden. Diese Maschinen unterscheidet man gewöhnlich in die Halbzeug- und in die Ganzzeug-Holländer, und zwar dienen die ersteren zur Vorarbeitung, d. h. zur Auflösung der Zeugfetzen in die Fäden, während die Ganzzeug-Holländer zum Feinmahlen, d. h. zur weiteren Zertheilung der Fäden in die Fasern, gebraucht werden. Gleichzeitig mit dieser Zertheilung wird auch eine Reinigung der Masse durch ein Waschen derselben vorgenommen, welches in dem von der Sonderung handelnden Abschnitte besprochen wird, so daß es

sich hier nur um die für die Zerkleinerung geltenden Beziehungen handelt. Bei dieser Zerkleinerung hat man, wie bereits früher angegeben wurde, darauf besonders zu achten, daß die Fasern thunlichst ihre Länge beibehalten, um ein Papier von möglichst großer Festigkeit zu erzielen. Aus diesem Grunde ist so viel als thunlich eine schneidende Wirkung der Schienen zu vermeiden, und mehr eine schabende Wirkung derselben anzustreben, wie ebenfalls vorstehend mit Bezug auf die Fig. 144 angeführt worden ist. Zur Erzeugung des Ganzzeuges aus dem Halbzeuge hat man in unserer

Fig. 150.



Zeit vielfach die in den vorhergehenden Paragraphen besprochenen Stoffmühlen in Verwendung genommen, während für die Halbzeugbereitung aus den Hadern die Holländer noch allgemein in Anwendung sind.

Das arbeitende Werkzeug eines Holländers ist eine wagerecht liegende Walze *W*, Fig. 150, welche auf ihrem ganzen Umfange mit hervorragenden Stahlschienen nach der Richtung der Axe versehen ist, und welche bei ihrer schnellen Umdrehung diese Schienen an den gleichartigen festen Schienen des sogenannten Grundwerkes *G* vorüberführt. Dieses Grundwerk ist in dem Boden eines Troges *T* angebracht, welcher zur Aufnahme der zu zerkleinernden Hadern dient, die mit so viel Wasser eingetragen werden, daß die ganze Masse als ein mehr oder minder dickflüssiger Brei betrachtet wer-

den kann. Die Schienen des Grundwerkes erstrecken sich immer nur über einen kleinen Theil des Walzenumfanges, und es findet auch keine eigentliche Berührung der beiderseitigen Schienen statt, weil mit einer solchen die zu vermeidende schneidende Wirkung verbunden sein würde. Es ist vielmehr zwischen den Schienen des Grundwerkes und der Trommel immer ein kleiner Zwischenraum vorhanden, welcher mehr oder minder weit bemessen werden kann, je nachdem eine mehr oder minder kräftige Zerfaserung beabsichtigt wird. Zu diesem Zwecke ist die Trommel mit einer Hebevorrichtung versehen, welche jederzeit den gewünschten Abstand zwischen den Schienen erreichen läßt und insbesondere ein Niederlassen der Trommel gestattet, wie es nach Maßgabe der allmälig eintretenden Abnutzung der Schienen erfordert wird. Neuerdings sind auch solche Anordnungen angegeben worden, welche anstatt der Walze das Grundwerk zu heben gestatten, doch ist deren Anwendung bisher nur eine vereinzelte geblieben.

Die zwischen den Schienen der Walze und des Grundwerkes befindliche Masse wird von den hervorstehenden Walzenschienen erfaßt und hinterhalb bei *K* über den Kropf, d. h. eine daselbst angebrachte Erhöhung des Trogbodens, geschleudert, indem die Schienen der Walze hierbei vermöge ihrer großen Geschwindigkeit wie die Schaufeln einer Kreiselpumpe wirken. Hinterhalb des Kropfes fällt die durch die über die Trommel gestülpte Haube *H* am Verspritzen verhinderte Masse in den Trog zurück, während vor der Trommel neue Masse zwischen die Schienen tritt. Diese Wirkung geht ununterbrochen vor sich, indem zu diesem Behufe der Trog die aus dem Grundrisse II ersichtliche Gestalt eines längeren, in der Mitte durch eine Scheidewand getheilten Behälters erhalten hat, welcher eine stetige Bewegung der Masse in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung ermöglicht. Das Auftreten dieser Bewegung der Masse setzt voraus, daß die letztere unmittelbar hinter dem Kropfe sich um eine gewisse Höhe über die Oberfläche der ruhenden Masse erhebt, welche um so beträchtlicher ausfällt, je dicker die Masse ist und je größere Widerstände sich ihrer Bewegung entgegensetzen. Demgemäß pflegt man wohl die Wand des Troges am Kropfe am höchsten zu halten und nach dem anderen Ende hin allmälig abfallen zu lassen.

Aus dieser hier erläuterten Wirkungsweise geht zunächst hervor, daß der von der Trommel zu überwindende Widerstand nicht nur durch die zum Zerfasern der Masse erforderliche Arbeit, sondern in erheblichem Maße auch durch die dieser Masse fortdauernd zu ertheilende Beschleunigung hervorgerufen wird. Die zu dieser Beschleunigung aufzuwendende Arbeit läßt sich etwa wie folgt beurtheilen. Ist v die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel, deren äußerer Durchmesser d und deren Breite b sein mag, so wird bei einem Hervorragen der Schienen um a und bei einer Gesammtstärke aller im Umfange angebrachten Schienen gleich s in jeder Secunde

eine Masse von dem Volumen $V = vab \frac{\pi d - s}{\pi d}$ von der Trommel befördert. Da diese Masse, für welche man die gleiche Dichte γ wie für Wasser annehmen kann, die Geschwindigkeit v entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ erhält, so bestimmt sich die erwähnte Arbeit in jeder Secunde zu $A = \frac{v^3}{2g}\, ab\, \frac{\pi d - s}{\pi d}\, \gamma$. Nimmt man z. B. für einen mäßig großen Holländer $d = 0{,}6$ m, $b = 0{,}6$ m, $a = 0{,}03$ m; $s = 48 . 10 = 480$ mm $= 0{,}48$ m und entsprechend einer Umdrehungszahl von 200 in der Minute $v = 0{,}6 . 3{,}14 \frac{200}{60} = 6{,}283$ m, so ergiebt sich für denselben die zur Beschleunigung der Masse allein und ohne Rücksicht auf die Zerkleinerungsarbeit und die schädlichen Widerstände erforderliche Arbeit in jeder Secunde:

$$U = \frac{6{,}283^3}{2 . 9{,}81}\, 0{,}03 . 0{,}6\, \frac{3{,}14 . 0{,}6 - 0{,}48}{3{,}14 . 0{,}6}\, 1000 = 169{,}5 \text{ mkg}$$
$$= 2{,}26 \text{ Pferdekraft.}$$

Diese verhältnißmäßig große Arbeit wird nur zum kleinsten Theile für den Umlauf der Masse verwendet, denn da der Querschnitt des Troges überall viel größer ist, als derjenige zwischen der Trommel und dem Grundwerke, so findet auch unmittelbar hinter dem Kropfe eine entsprechende Geschwindigkeitsverminderung statt, in Folge deren nur ein kleiner Theil der aufgewendeten Arbeit zur Bewegung der Masse verfügbar bleibt. Hieraus erklären sich die hin und wieder aufgetauchten Bestrebungen, die gedachte Bewegung der Masse nicht durch die Trommel selbst, sondern durch ein besonderes langsam bewegtes Schöpfrädchen zu erzeugen, und das Grundwerk nebst der Trommel möglichst hoch zu legen.

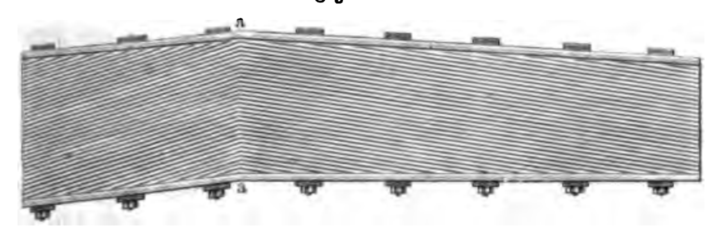
Bei der gedachten Bewegung der Masse durch den Zwischenraum zwischen Grundwerk und Walze wird es unvermeidlich sein, daß viele Fasern sich der Wirkung der Schienen gänzlich entziehen, indem sie in den Hohlräumen zwischen den Schienen der Trommel Aufnahme finden, und es ist daher ein oftmaliges Angreifen erforderlich, zu welchem Zwecke die eingetragene Masse während längerer Zeit, meistens während einiger Stunden, in dem Bottich kreisen muß. Um eine kräftigere Wirkung zu erzielen, pflegt man wohl die Schienen des Grundwerkes in geringem Grade schräg gegen die der Walze anzuordnen, um hierdurch eine bessere Schnittwirkung zu erreichen und die Arbeit zu beschleunigen, doch muß in demselben Maße das erhaltene Zeug auch kürzer ausfallen, so daß man immer nur eine geringe Neigung der der Schienen gegen die Axe anwenden darf.

Die hier gedachte postenweise Verarbeitung einer bestimmten Stoffmenge während längerer Zeit leidet an dem grundsätzlichen Mangel einer jeden solchen postenweisen Verarbeitung, daß die bereits genügend zerkleinerten Theile nicht rechtzeitig aus der Maschine entfernt werden und daher leicht einem übermäßig starken wiederholten Angriffe ausgesetzt sind, während andere Theile nicht gehörig der Zerkleinerung unterworfen werden. Schon aus diesem Grunde muß eine merkliche Ungleichförmigkeit des erzeugten Stoffes folgen, außerdem treten bei den Holländern noch verschiedene Umstände der Erzielung eines gleichmäßigen Stoffes hindernd entgegen. Nimmt man an, daß die einzelnen in dem Behälter schwimmenden Massentheilchen sich im Allgemeinen in mit den Seitenwänden parallelen Linien bewegen, wie in der Figur durch die Schraffirung angedeutet ist, so erkennt man, daß die einem vollen Umlaufe entsprechenden Wege für die einzelnen Theilchen verschieden lang ausfallen, und daß dieselben um so größer sind, je mehr das betreffende Theilchen von der Mitte des Troges entfernt bleibt. Es werden daher unter der Voraussetzung einer überall gleichen Umlaufsgeschwindigkeit die einzelnen Stofftheilchen um so häufiger zwischen den Schienen hindurchtreten, je näher sie der Mitte des Troges sich bewegen. Andererseits ist auch die Arbeit der Schienen nicht an allen Stellen derselben die gleiche, die Erfahrung lehrt, daß die Wirkung von innen nach außen zunimmt, wie man an der nach außen hin größeren Abnutzung der Schienen erkennt. Insbesondere muß dies der Fall bei allen denjenigen Holländern sein, bei denen zum Heben und Senken der Walze nur das eine der Walze zunächst gelegene Lager mit einer Heblade versehen ist, während das andere Lager fest liegt. Bei dieser Anordnung, welche allerdings bei allen besseren Ausführungen durch die Anbringung von Hebladen auf beiden Seiten behufs paralleler Hebung und Senkung ersetzt ist, wird der Stoff in den nach außen gelegenen Theilen kräftiger bearbeitet als in den nach innen gelegenen. Da nun, wie bemerkt wurde, der Stoff um so häufiger der Bearbeitung unterworfen ist, je mehr derselbe der Mitte genähert ist, so findet hiernach die Zerkleinerung im Holländer in der Weise statt, daß die mehr nach innen befindlichen Theile einer häufigeren aber weniger kräftigen Bearbeitung unterworfen werden, während umgekehrt die Bearbeitung um so seltener, aber dafür um so kräftiger stattfindet, je weiter die Theilchen nach außen befindlich sind. Wenn auch in Folge dieses Verhaltens eine gewisse Ausgleichung in Betreff der Mahlarbeit erzielt wird, so muß doch der erzeugte Stoff in Hinsicht seiner Faserlänge sehr verschieden ausfallen, indem das Material in den inneren Theilen des Holländers vermöge der schonenderen Behandlung eine größere Faserlänge behalten wird, als in den nach außen gelegenen Theilen, wo die kräftigere Einwirkung die Erzeugung eines kurzen Stoffes

zur Folge haben muß. Man erkennt hieraus, von welcher Wichtigkeit ein fleißiges Umrühren der Masse für die Gleichförmigkeit des erzeugten Stoffes ist.

Wenn man, wie oben angegeben, die Schienen des Grundwerkes nicht parallel der Trommelaxe, sondern gegen dieselbe unter einer gewissen Neigung anordnet, so pflegt man dieselben so zu legen, daß vermöge ihrer schrägen Richtung der Stoff von innen nach außen gedrängt wird, um hierdurch ebenfalls eine gewisse Ausgleichung in der Häufigkeit des Durchganges zwischen den Schienen innen und außen zu erlangen. Auch hat man den Schienen des Grundwerkes vielfach die geknickte Gestalt gegeben, wodurch die sogenannten Ellbogengrundwerke entstehen. Die Schienen sind hierbei nach einem stumpfen Winkel geknickt und so eingesetzt, daß der in der Mitte befindliche Scheitel der ankommenden Masse entgegensteht, so daß hierdurch die Masse von der Mitte des Grundwerkes nach beiden Seiten hingetrieben wird. Ein eigenthümliches Grundwerk ist das von

Fig. 151.



Nugent und Coghlan[1]) gebrauchte, in Fig. 151 zur Darstellung gebrachte. Hier sind die Schienen ebenfalls wie bei den vorgedachten Ellbogengrundwerken nach einem stumpfen Winkel ausgeführt, dessen Scheitel in der Bewegungsrichtung vorsteht, jedoch liegt dieser Scheitel *a* hier näher dem äußeren Ende der Schienen. Außerdem nimmt die Anzahl der Schienen oder die Breite der wirkenden Fläche von innen nach außen hin zu, um so eine gewisse Ausgleichung der außen weniger häufig auftretenden Wirkung zu erhalten. Auch hat man die Schienen des Grundwerkes zickzackförmig mit abwechselnd ein- und ausspringenden Winkeln ausgeführt, wodurch zwar eine sehr lebhafte Schneidwirkung und daher eine große Leistungsfähigkeit erzielt wird, doch wird darunter die Güte des Zeuges leiden müssen. Bei solchen Schienen hat sich gezeigt, daß die der Bewegung der Walzenschienen entgegengerichteten Ecken dieser Zickzackschienen Rillen in die Walzenschienen einschleifen, so daß man, um diesem Uebelstande zu begegnen, genöthigt gewesen ist, der Walze durch ein zu diesem Zwecke an-

[1]) C. Hofmann, Handbuch der Papierfabrikation.

geordnetes kleines Kurbelgetriebe eine langsam hin- und hergehende Bewegung zu ertheilen.

Das Heben und Senken der Walze geschah bei den älteren und geschieht auch jetzt noch vielfach bei den in Gebrauch befindlichen Holländern durch die einseitige Bewegung nur des einen Axenlagers, das zu dem Zwecke auf einen einarmigen Hebel gelegt ist, dessen freies Ende durch eine Schraube bewegt werden kann. Wegen der Neigung, welche hierbei die Axe der Walze gegen den Horizont annimmt, sind die Schalen des anderen von der Walze abgewandten Lagers in geringem Maße drehbar zu machen. Diese Einrichtung einer einseitigen Hebung und Senkung der Axe leidet an dem großen Uebelstande, daß die verschiedenen Punkte der Walze in dem Verhältnisse ihrer Entfernung von dem festen Lager verschieden verstellt werden, was nicht nur eine einseitige Abnutzung der Schienen, sondern auch einen ungleichen Abstand der Walze von den Schienen des Grundwerkes und damit eine ungleiche Zerkleinerung des Stoffes zur Folge hat. Aus diesem Grunde hat man daher die Hebevorrichtung meistens dahin verbessert, daß man beide Lager der Axe um gleiche Beträge hebt und senkt, zu welchem Ende beiderseits Schraubenspindeln angeordnet werden, deren gleichzeitige und übereinstimmende Bewegung durch eine ober- oder unterhalb des Troges angebrachte Querwelle bewirkt wird.

In neuerer Zeit sind auch die Holländer, abweichend von der beschriebenen bisherigen Anordnung, so gebaut worden, daß die Walze eine aufrecht stehende Lage erhalten hat, und um dieselbe herum eine größere Anzahl (sechs bis acht) Grundwerke gestellt sind; die praktische Brauchbarkeit dieser Anordnungen muß aber noch bewiesen werden [1]).

Die Größe der Holländer ist sehr verschieden. Während man in Amerika den größeren Holländern von 200 bis 500 kg Inhalt des trocken gedachten Stoffes den Vorzug giebt, sind in Deutschland vielfach kleinere Holländer in Gebrauch, deren Fassung in der Regel zwischen 50 und 150 kg gelegen ist. Demgemäß sind auch die Durchmesser der Walzen verschieden, etwa zwischen 0,6 und 1,2 m, und es schwanken die Umdrehungszahlen zwischen 120 und 200 in der Minute, so daß die größeren Umdrehungszahlen den kleineren Durchmessern angehören und umgekehrt. Der Kraftverbrauch schwankt dem entsprechend sehr bedeutend; die folgende Tabelle [2]) kann als ungefährer Anhalt dienen:

---

[1]) D. R.-P. Nr. 3538; D. R.-P. Nr. 4772.

[2]) Fischer in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886.

Stoffgehalt des Holländers	Arbeitsbedarf	Durchmesser der Walze
kg	Pfdkr.	m
115	16,25	0,75
180	21,30	0,85
225	24,35	0,90
360	30,45	1,05
455	34,50	1,15

In Betreff des Stoffinhaltes giebt Fischer nach der Papierzeitung 1884, S. 773 an, daß man für 1 cbm Raum des Ganzzeugholländers 48 kg trockenes Papier rechnen solle und daß die folgende Tabelle einen ungefähren Anhalt bieten könne:

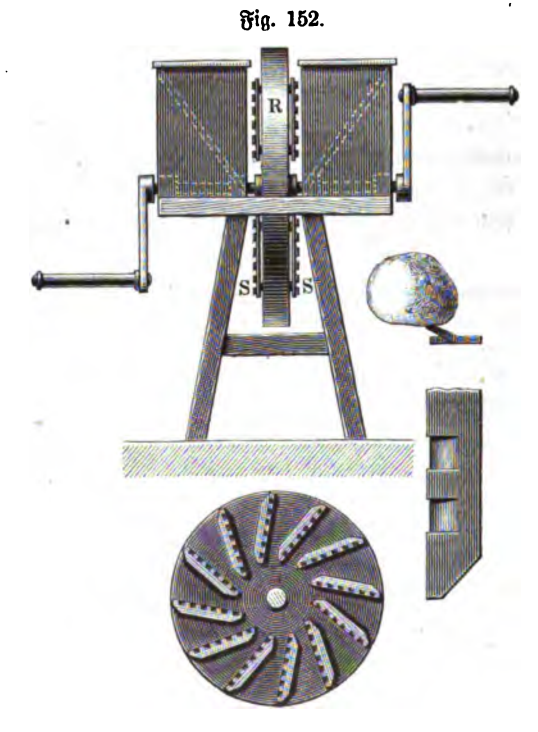
Länge	Breite	Tiefe	Papier-inhalt
des Holländers			
m	m	m	kg
3,0	1,5	0,60	100
3,6	1,8	0,60	150
4,2	2,1	0,60	200
4,8	2,4	0,60	250
5,4	2,7	0,75	375
6,0	3,0	0,75	475

Reiben. Mit diesem Namen bezeichnet man gewisse Zerkleinerungsmaschinen, welche aus Wurzelfrüchten, insbesondere aus Kartoffeln und Rüben, eine breiartige Masse erzeugen. Der Name rührt daher, daß die Wirkungsweise dieser Maschinen an diejenige der einfachen, als Reibeisen bekannten Küchengeräthe erinnert, obwohl die betreffende Zerkleinerung nicht eigentlich durch ein Zerreiben erfolgt, vielmehr sich besser mit der Wirkung der bekannten Raspeln vergleichen läßt, wie sie zur Bearbeitung von Holz und Horn gebraucht werden. Daher dürften diese Maschinen nach H. Fischer eher den Namen Raspelmühlen verdienen. §. 49.

Die Zerkleinerung erfolgt nämlich in diesen Maschinen durch die schnelle Umdrehung gewisser Flächen, die mit vielen scharfen Zähnen nach Art der

Raspeln besetzt sind, und gegen welche die zu zerkleinernden Früchte gepreßt werden. Diese hervorstehenden Zähne bringen in Folge des Druckes in den zu zerkleinernden Stoff ein und schieben bei ihrer Bewegung entsprechende kleine Späne von dem festgehaltenen Körper ab, etwa in derselben Art, wie bei dem Schleifen des Holzes zu Papierzeug die Körnchen des Schleifsteines die Holztheilchen abschieben. Die Wirkung der Zähne ist also nicht eine schneidende wie bei den Messern, sondern eine schabende, durch welche die Schubfestigkeit des Stoffes zu überwinden ist. Die besagten Zähne selbst können in verschiedener Weise hergestellt sein, entweder durch Aufhauen der in Anwendung kommenden Stahlschienen oder Stahlscheiben, wie dies bei den erwähnten Raspeln geschieht, oder durch Verbindung vieler Sägeblätter. Die letztgedachte Anordnung war insbesondere bei den Rübenreiben allgemein in Gebrauch, welche man früher in den Zuckerfabriken anwandte, während man aufgehauene Reibebleche zur Zerkleinerung der Kartoffeln behufs Herstellung von Stärke und zur Bereitung des Viehfutters gebraucht. Ein Unterschied ist ferner zu bemerken in Hinsicht der Form der arbeitenden Flächen. Für die Landwirthschaft ordnet man wohl die Zähne auf ebenen Scheiben an, wie die Fig. 152 erkennen läßt, welche eine Wurzelreibe von Bushe und Barter[1]) vergegenwärtigt. Das durch Handkurbeln von Arbeitern gedrehte Schwungrad R trägt auf jeder Seite eine eiserne Scheibe S, welche mit 12 Stahlschienen besetzt ist, die durch Aufhauen mit den erfor-

Fig. 152.



[1]) Hamm, Die landw. Ger. u. Masch. Englands.

derlichen Zähnen versehen wurden. Demgemäß findet die Arbeit auch auf beiden Seiten statt, und es erfolgt die Zuführung der Wurzeln auf jeder Seite aus einem Rumpfe, auf dessen geneigter Bodenfläche das Herabgleiten stattfindet. Selbstredend kann diese Maschine wegen der mäßigen Geschwindigkeit der Scheiben nur eine geringe Menge zerkleinern.

Für größere Leistungen bringt man die arbeitenden Zähne in der Regel auf dem Umfange einer Walze an, welche auf einer liegenden Welle befestigt, sehr schnell, und zwar mit 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Bei den Kartoffelreiben der Stärkefabriken sind diese Walzen mit aufgehauenen Stahlschienen dicht besetzt, und die Kartoffeln, welche aus einem Rumpfe herabfallen, werden durch ihr Eigengewicht gegen die Walze gepreßt. Die in Zuckerfabriken gebräuchlichen Reiben dagegen erhalten auf der ebenfalls liegend angeordneten Trommel eine größere Anzahl von Sägeblättern, welche in der Axenrichtung angebracht und von einander durch Zwischenlagen von Holz getrennt sind, so daß nur die Zähne aus dem Walzenumfange herausragen. Bei diesen Maschinen geschieht das Andrücken der Rüben durch Stößer oder Kolben, welche vermöge der ihnen durch Kurbeln oder Daumen ertheilten hin- und hergehenden Bewegung die aus einem Rumpfe niederfallenden Wurzeln gegen die Reibwalze pressen.

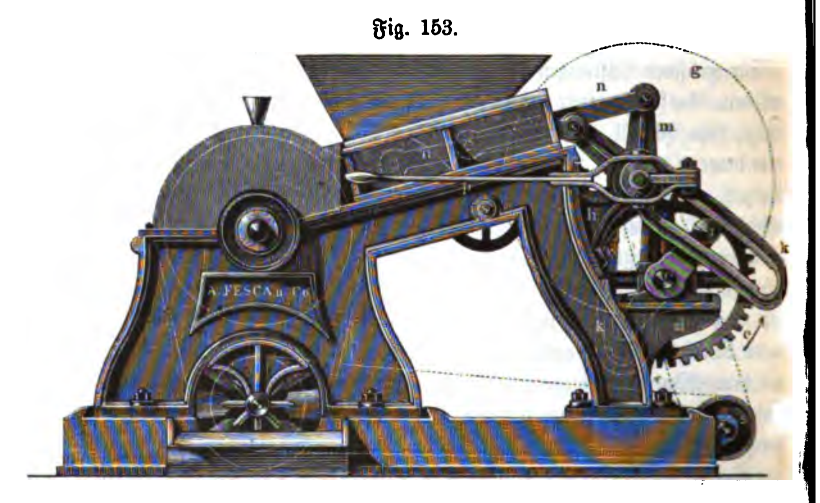
In Fig. 153 und 154 (a. f. S.) ist eine solche, dem Werke von Otto[1]) entnommene Reibe für Zuckerrüben aus der Fabrik von Fesca dargestellt. Gegen die mit zwei Besätzen von Sägeblättern aa versehene Walze A werden die aus dem Rumpfe zufallenden Rüben durch die beiden Stößer n angepreßt, welche ihre Bewegung von den beiden entgegengesetzt gestellten Kurbeln einer Welle c durch Vermittelung der Hebel mk erhalten. Da hierbei die Reibtrommel nur während des Vorganges der Stößer zur Wirkung kommt, so hat man zur Vergrößerung der Leistung und besseren Ausnutzung der Maschine die Anordnung so getroffen, daß der Rückgang der Stößer mit größerer Geschwindigkeit erfolgt, als der Vorwärtsgang. Das hierzu unter Verwendung der geschlitzten Hebel k angewandte Getriebe ist aus Th. III, 1 als das der oscillirenden Kurbelschleife bekannt. Der Betrieb der Kurbelwelle c erfogt von der Axe der Riemscheibe g aus durch ein in das auf c sitzende größere Zahnrad e eingreifendes Getriebe, von derselben Axe erhält die Vorgelegswelle s durch einen Riemen ihre Bewegung, um durch einen zweiten auf die Scheibe r gehenden Riemen die Rührwelle q in Umdrehung zu setzen, deren Rührarme in Folge ihrer Schneckenstellung den gelieferten Brei seitlich aus der Maschine herausbefördern.

Dieser Art des Anpressens durch abwechselnd wirkende Stößer haftet der

[1]) Lehrbuch der rationellen Praxis der landwirthschaftlichen Gewerbe von Dr. Fr. Jul. Otto. 1860 bis 1862.

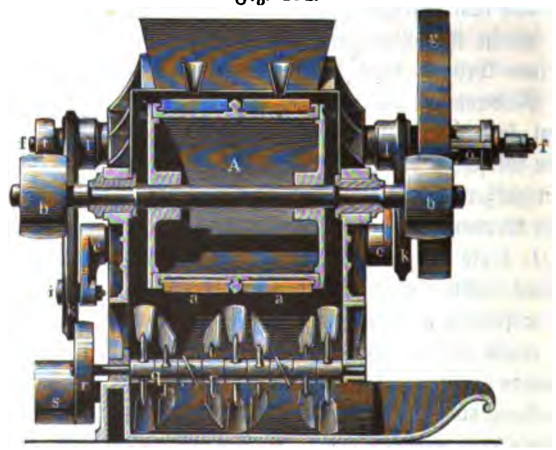
Uebelstand an, daß die Trommel zeitweise, nämlich während des Rückganges der Stößer, außer Wirksamkeit kommt. Um diesen Mangel zu beseitigen, hat man daher einen stetigen Andruck der Rüben in verschiedener Weise zu

Fig. 153.



erreichen gesucht. Am einfachsten ist dies von Robert dadurch erzielt, daß die Rüben durch einen hohen Rumpf zur Trommel geführt werden, so

Fig. 154.

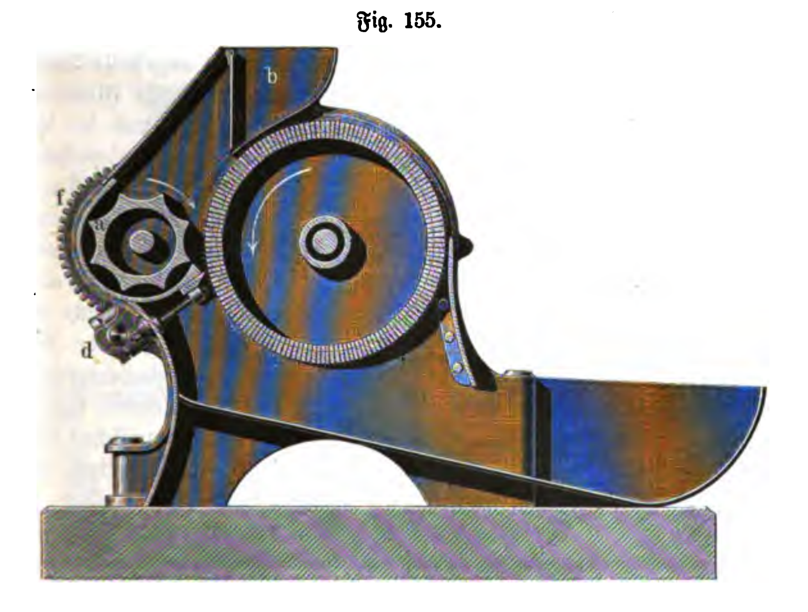


daß ihr Eigengewicht den erforderlichen Druck erzeugt. Dagegen wendet Klusemann eine mit Riffeln oder Aushöhlungen versehene Speisewalze *a*, Fig. 155, an, durch deren langsame Drehung die aus dem Rumpfe herniederfallenden Rüben ununterbrochen gegen die Reibtrommel gedrückt wer-

den. Man ersieht aus der Figur, wie die unter der Speisewalze befindliche Schiene durch Schrauben genau gegen die Reibtrommel gestellt werden kann, damit der Zwischenraum zwischen ihr und der Reibtrommel möglichst klein und in der ganzen Breite von gleicher Größe sei, wie es zur guten Arbeit der Reibe unbedingt erforderlich ist. Daß zur Erreichung desselben Zweckes nicht nur eine genaue Cylinderform der Reibtrommel, sondern auch eine sehr sichere Lagerung der schnell umlaufenden Axe unerläßlich ist, ergiebt sich von selbst.

Die erzeugte Masse, welche wegen der in ihr enthaltenen Flüssigkeit, sowie wegen des meistens noch zugeführten Wassers als ein leicht beweglicher

Fig. 155.



Brei auftritt, sammelt sich in dem die Reibtrommel umgebenden Kasten an, wobei die durch die schnelle Umdrehung hervorgerufene Fliehkraft wesentlich dahin wirkt, die von den Zähnen mitgerissenen Massentheilchen nach außen zu treiben. Der Durchmesser einer solchen Sägeblattwalze beträgt etwa 0,6 m und ihre Länge 0,36 bis 0,42 m. Man läßt die Walze 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute machen und pflegt auf eine Pferdekraft täglich 10 000 bis 12 500 kg Rüben zu rechnen.

Da die Sägezähne sich durch den Gebrauch ein wenig zurückzubiegen pflegen, wodurch ihre Wirkungsfähigkeit wesentlich beeinträchtigt wird, so hat man wohl die Anordnung so getroffen, daß die Axe der Trommel auf beiden Seiten mit Riemscheiben versehen ist, um eine Wendung derselben

vornehmen zu können, so daß die nun nach vorn gebogenen Zähne eine vortheilhaftere Wirkung ausüben. Wenn man andererseits vorgeschlagen hat, die Sägeblätter in gegen die Axe geneigter Lage auf der Trommel zu befestigen, um die Zähne möglichst mit einer Kante anstatt mit der vollen Breite zur Wirkung zu bringen, so dürfte der hiermit erlangte Vortheil bei der geringen Widerstandsfähigkeit des verarbeiteten Stoffes wohl kaum die Nachtheile der erschwerten Herstellung der Trommel aufwiegen.

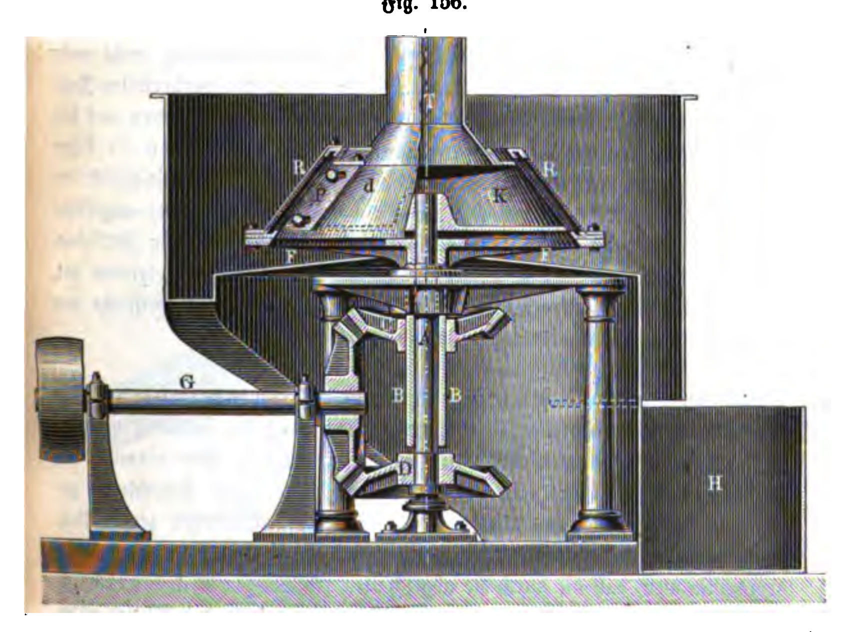
Von den vorstehend besprochenen Reiben ist die von Kelbe[1]) angegebene wesentlich verschieden. Bei dieser Anordnung ist die hohle Reibwalze aufrecht stehend und undrehbar befestigt; die Sägezähne stehen nach innen vor, die aus einem Rumpfe niederfallenden Rüben gelangen durch eine Oeffnung in der Mitte der oberen Stirn in das Innere der Trommel, woselbst sie durch eine mit Flügeln versehene, in der Axe der Trommel aufgestellte Welle in schnelle Umdrehung versetzt werden. Vermöge der erzeugten Fliehkraft werden die Rüben gegen den Umfang der Trommel gepreßt und bei der schnellen Bewegung an den nach innen vorstehenden Sägezähnen abgeschabt. Die zwischen den einzelnen Sägeblättern im Trommelumfange belassenen schlitzförmigen Durchbrechungen gestatten dabei dem Brei den Durchgang nach außen, wo er durch ein Rohr abgeführt werden kann. Als ein besonderer Vortheil dieser Bauart wird hervorgehoben, daß die Leistung eine größere sein soll, weil der ganze Umfang der Trommel wirksam gemacht ist, und daß der erzeugte Brei von gleichmäßigerer Feinheit ist, als bei den Reiben der vorstehend besprochenen Art, bei denen durch den Zwischenraum zwischen den Sägezähnen und der festen Platte leicht unzerkleinerte Stückchen der Wurzeln mitgerissen werden. Die Zwischenräume zwischen den Sägen werden bei 26 cm Trommeldurchmesser zu 1,5 mm angegeben, die Flügelwelle soll dabei 800 Umdrehungen minutlich machen.

Da bei dieser Kelbe'schen Reibe die zwischen den Sägen der Trommel angebrachten Schlitze für den Durchgang des Breies durch den letzteren leicht verstopft werden, so hat Thieme[2]) die Reibe dahin abgeändert, daß auch der Reibetrommel eine Drehung ertheilt wird, und zwar in der zu der Drehung der Rüben entgegengesetzten Richtung, um durch die solchergestalt auf den Brei wirksame Fliehkraft ein besseres Entfernen desselben herbeizuführen. Die Schlitze fallen hierbei ganz fort, indem die Reibetrommel die Form eines oben und unten offenen Kegelmantels R, Fig. 156, erhalten hat, durch dessen obere Oeffnung die Rüben zugeführt werden, während die abgeschabten Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft an der inneren Kegelfläche entlang nach unten aus der Trommel heraus in den Sammel-

[1]) Dingler, März 1867, S. 351. [2]) Polytechn. Centralbl. 1870, S. 147; Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1871, S. 263.

kasten getrieben werden. Die kegelförmige Reibetrommel *R* ist mittelst einiger Arme auf der Röhre *B* befestigt, welche durch das Kegelrad *C* von der Betriebswelle *G* in Umdrehung gesetzt wird. Ein anderes Kegelrad *D* vermittelt die entgegengesetzte Umdrehung der diese Röhre durchsetzenden stehenden Welle *A*, deren oberes Ende den Zuführtrichter *T* trägt, welcher sonach an der Umdrehung der Welle *A* theilnimmt. Dieser Zuführtrichter geht im Innern der Reibetrommel in einen trapezförmigen Kasten *K* über, welcher unten und in der ganzen Breite geschlossen, dagegen an den Stirnenden, wo er an die Reibetrommel herantritt, offen ist, um die von oben durch den

Fig. 156.



Trichter zugeführten Wurzeln der Einwirkung der Sägezähne auszusetzen. An jeder dieser beiden Durchgangsöffnungen des besagten Kastens ist die rückwärts gelegene Kante mit einer verstellbaren Schiebeplatte *P* versehen, welche möglichst dicht an die Reibetrommel herangestellt werden kann, um das Hindurchtreten noch unzerkleinerter Wurzelstückchen zu verhindern. Das Entweichen des gebildeten Breies geschieht, wie schon bemerkt, entlang der inneren Kegelfläche nach dem nach außen abfallenden Boden *F* und in den Sammelbehälter *H*.

Für die Wirkung der Zähne ist hier natürlich die gegensätzliche Bewegung, d. h. die Summe der Bewegungen der Trommel und der Kastenmündungen maßgebend, so daß man jeden dieser Theile nur halb so schnell

zu drehen braucht, als die Trommel der Kelbe'schen Reibe. Dagegen muß die weniger einfache Einrichtung dieser Maschine als ein Nachtheil erscheinen, insbesondere wird die Nothwendigkeit, die beiden Axen *A* und *B* nach entgegengesetzten Richtungen umdrehen zu müssen, mancherlei Uebelstände im Gefolge haben, denn, wenn man auch die für den vorliegenden Zweck unvortheilhaften Kegelräder durch Riemen wird ersetzen können, so bleibt doch der Nachtheil bestehen, daß die hohle Welle *B* des Reibkegels in einer großen Ringfläche unterstützt werden muß, womit eine bei schneller Umdrehung erhebliche Reibung verbunden ist.

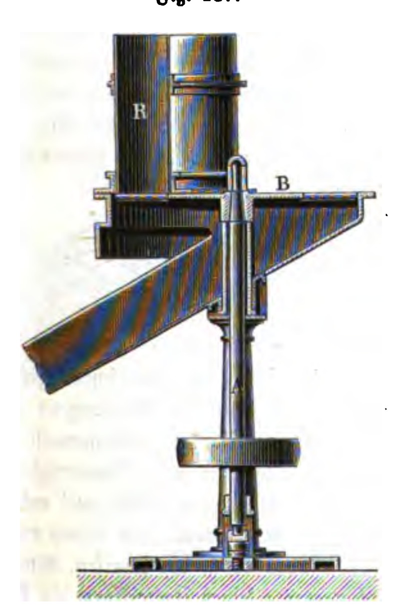
Die sonst noch an derartigen Maschinen vorgenommenen Abänderungen sollen nicht näher besprochen werden, was um so mehr gerechtfertigt erscheinen dürfte, als die Rübenreibe heute für die Zuckergewinnung nicht mehr die Bedeutung hat wie früher, da man bei dem derzeit viel verbreiteten Auslaugeverfahren die Rüben nicht mehr in Brei verwandelt, sondern auf den im nächsten Paragraphen zu besprechenden Schnitzelmaschinen in kleine Stücke von bestimmter Form schneidet. In Betreff der Geschwindigkeit der Reibmaschinen möge nur noch die Angabe von H. Fischer hier angeführt werden, wonach man die Umfangsgeschwindigkeit der Raspeln zur Zerkleinerung von Kartoffeln oder dergl. bis zu 55 m in der Secunde getrieben hat, und zum Zerreiben von 1 kg Kartoffeln an denselben eine Raspelfläche von 17 bis 38 qm vorbeigeführt werden muß.

§. 50. **Schnitzelmaschinen.** Die Bereitung des Zuckers aus den Rüben durch Auslaugen erfordert eine solche Zerkleinerung der Rüben, vermöge deren kleinere Stücke entstehen, die bei ihrer Lagerung über einander der auslaugenden Flüssigkeit hinreichende Zwischenräume zum Durchtritte gestatten. Zu diesem Zwecke werden die Rüben durch Messer zerschnitten, welche zwar von verschiedener Anordnung und Bewegung sind, aber darin übereinstimmen, daß die durch sie abgeschälten spanartigen Schnitzel durch Oeffnungen hindurchtreten, welche unmittelbar hinterhalb der Messer angebracht sind, etwa so wie dies bei dem bekannten Gurkenhobel der Küchen der Fall ist. Die Zerkleinerung ist thatsächlich ein Hobeln, insofern es sich hierbei um die Erzeugung von Stücken einer ganz bestimmten Gestalt und nicht um eine Zerkleinerung überhaupt in Bruchstücke von ganz beliebiger Form handelt. Demnach würden diese Maschinen eigentlich der im folgenden Capitel zu behandelnden Gruppe von Maschinen zur Zertheilung beizuzählen sein, doch mögen sie hier im Anschlusse an die Reiben wegen des verwandten Zweckes besprochen werden.

Bei allen diesen Maschinen wird die Wirkung des Messers durch drehende Bewegung erzielt, doch kann man dabei einen Unterschied machen, je nachdem diese Drehung den Messern oder den Rüben ertheilt wird. Die ersteren

Anordnung bewegter Messer ist die gebräuchlichere; dabei müssen die Rüben selbst möglichst festgehalten werden, wenn man auf die Erzielung von Schnitzeln einer bestimmten Form rechnen will. Es genügt zu diesem Zwecke nicht, wie bei den vorgedachten Reiben, daß man die Rüben nur mit einem bestimmten Drucke gegen die Messer presse, sondern man muß für eine thunlichst sichere Lage sorgen und namentlich jedes Tanzen der Rüben zu vermeiden suchen, wie ein solches vermöge der Gestalt der Rüben sich leicht einstellt und besonders beobachtet wird, wenn das Messer an verschiedenen Punkten der Rübe mit verschiedener Geschwindigkeit sich vorüber bewegt. Dies ist namentlich der Fall bei denjenigen Maschinen, bei denen die Messer auf einer ebenen Scheibe angebracht sind, weniger findet es statt, wenn die Messer in einem Kegelmantel angeordnet werden, während Maschinen mit cylindrischen Messertrommeln in allen Punkten gleiche Geschwindigkeit der Messer zeigen. Zum Festhalten der Rüben wird ein festes Gegenmesser verwendet, welches möglichst nahe an die vorbeistreifenden Messer gestellt wird, um auch den kleinsten Rübenstücken noch eine Stütze zu bieten. In Betreff der Ausführung sind die Maschinen sehr verschieden, je nachdem die Messer an einer ebenen Scheibe, einem Kegelmantel oder an einer cylindrischen Walze angebracht werden, und je nachdem die Axe der Messer liegend oder stehend aufgestellt wird.

Fig. 157.



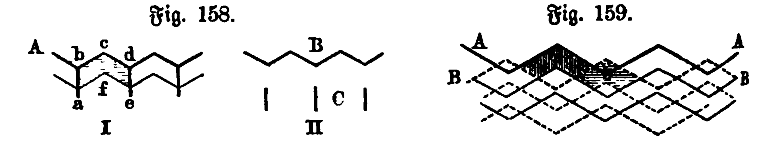
Eine Schnitzelmaschine mit wagerecht gestellter Messerscheibe ist die durch Fig. 157 angedeutete Maschine von Wannieck in Brünn [1]). Die auf der stehenden Welle *A* befestigte Scheibe *B* trägt eine Anzahl von radial gestellten Messern mit den hinter denselben befindlichen Schlitzen, durch welche die Schnitzel hindurchtreten, so wie sie bei der Umdrehung der Scheibe durch die Messer von den Rüben abgeschält werden, die in den über der Scheibe festen Rumpf *R* eingebracht werden. Der Andruck erfolgt hier durch das

[1]) D. R.-P. Nr. 8958.

Eigengewicht der Rüben, und man muß, um die feste Lage derselben möglichst zu sichern, den Rumpf immer voll halten.

Aehnlich der in Fig. 152 dargestellten Wurzelreibe ist die Maschine von Beyer[1]) zur Erzeugung von Seifenspänen eingerichtet. Dieselbe ist mit zwei ebenen Messerscheiben auf derselben liegenden Welle versehen, so daß auf jeder Seite das Abtrennen von Spänen von den Seifenriegeln erfolgen kann, die auf die geneigten Zuführrinnen gelegt werden. Jede Messerscheibe trägt hierbei sechs Messer, von denen die Schneiden abwechselnd gerade und zickzackförmig gestaltet sind. In Folge dieser Messeranordnung schneidet immer ein gezahntes Messer eine Anzahl von Streifchen aus dem Seifenriegel heraus, so daß an dem Ende des letzteren hervorragende Rippen entstehen, welche durch das hierauf folgende gerade Messer abgeschält werden. Eine derartige Anordnung von zweierlei Messern, die sich durch ihre Form oder Stellung von einander unterscheiden, wird bei den Schnitzelmaschinen häufig gefunden, und man bezeichnet diese Messer als solche mit halbem Schnitt. Von der Wirkung derselben kann man sich mittelst der Fig. 158 eine deutliche Anschauung verschaffen. Es ist nämlich vielfach gebräuchlich,

Fig. 158. Fig. 159.



den Schneiden der Schnitzelmaschinen die Dachrippenform, *A* Fig. I, zu geben, um durch diese Schneiden Schnitzel von der Querschnittsgestalt *abcdef* zu erhalten, wie eine solche für den Zweck des Auslaugens vortheilhaft ist. Da nun die Darstellung nicht nur, sondern vorzugsweise die dauernd gute Erhaltung solcher gerippten Schneiden mit Schwierigkeiten verbunden ist, so kann man jedes dieser Messer ersetzen durch zwei andere *B* und *C*, und es ist klar, daß das Messer *C* zum Vorarbeiten dienen wird, indem dasselbe nur ein Einschneiden der Rüben durch die scharfen Rippen bewirkt, worauf das folgende Messer *B* vermöge seiner Zickzackform ein Abschälen der Schnitzel vornimmt. Die beiden Messer *B* und *C* in Fig. II wirken daher zusammen nur so viel wie das einzige Messer *A* in Fig. I.

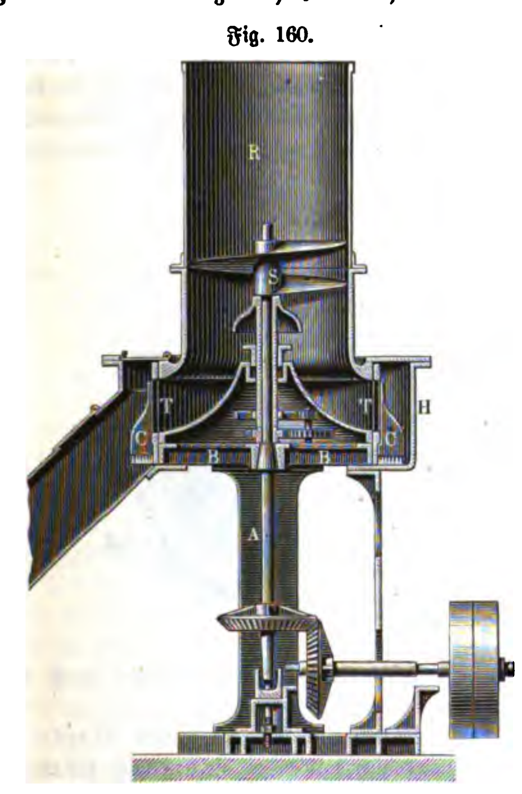
Daß man auch bei übereinstimmender Form der Schneiden durch entsprechende Stellung derselben gegen einander dasselbe erreichen kann, wird aus Fig. 159 deutlich. Hier sind zwei zickzackförmige Messer *A* und *B* von gleicher Form verwendet, welche gegen einander um die halbe Theilung versetzt sind. Es ist klar, wie durch die auf einander folgenden Wirkungen dieser Messer Schnitzel von der durch die Schraffirung ersichtlich gemachten

[1]) Dingler 1881, Bd. 239, S. 463.

Form erzeugt werden, und zwar werden die Schnitzel *a* durch das Messer *A* und die Schnitzel *b* durch dasjenige *B* abgeschält.

Wie schon oben bemerkt wurde, haben die Scheibenmaschinen den Uebelstand, daß die verschiedenen Punkte des Messers verschiedene Geschwindigkeit haben. Dies zu vermeiden, hat man die Messer in dem Umfange einer geraden Trommel angebracht. Wenn hierbei die Schneiden an dem äußeren Umfange der Trommel befindlich sind, die gebildeten Schnitzel also nach dem Inneren der Trommel abgeführt werden müssen, so setzt sich dieser Abführung die Fliehkraft hindernd entgegen, welche in dem Schnitzel rege gemacht wird, sobald dasselbe nach geschehener Abtrennung in den hinter dem Messer befindlichen Schlitz getreten ist und an der Umdrehung der Trommel theilnimmt. Aus diesem Grunde müssen diejenigen Maschinen besser erscheinen, welche die Messer in dem Innern der Trommel enthalten, weil bei ihnen die erwähnte Fliehkraft eine Beförderung der Abführung bewirkt. Bei einer Maschine von Wannieck[1]) ist die Axe der Messertrommel liegend angeordnet und die Rüben gelangen aus einem seitlich angebrachten Rumpfe in das Innere der Trommel, woselbst sie in dem unteren Theile derselben der Wirkung der Messer ausgesetzt sind.

Fig. 160.

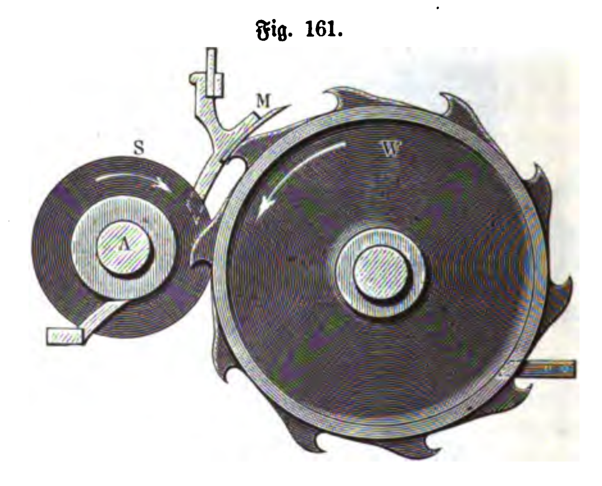


Dagegen findet bei der Maschine von Rasmus[2]), Fig. 160, das Schneiden auf dem ganzen Umfange der Messertrommel statt, welche hier auf der stehenden Welle *A* durch das Armkreuz *B* befestigt ist. Die aus

[1]) D. R.-P. Nr. 8393. [2]) D. R.-P. Nr. 21784.

dem feststehenden Rumpfe R herabfallenden Rüben werden durch den kegelförmigen Boden nach außen gegen die Messer der Trommel T geführt, und zwar dient die Schraube S zur Vergrößerung des durch das Eigengewicht der Rüben ausgeübten Druckes. Damit hierbei die im Inneren befindlichen Rüben an der Umdrehung verhindert sind, ist der Boden mit vier radialen festen Rippen versehen, an denen verstellbare Gegenmesser angebracht sind, die bis nahe an die Messertrommel herangerückt werden können. Die durch die Schlitze der Trommel nach außen tretenden Schnitzel werden von dem die Trommel umgebenden Behälter H aufgenommen, in welchem sie durch kreisende Bürsten C nach der Abfallrinne befördert werden. Die mittelst einer Röhre auf die Axe der Messertrommel gesetzte Schraube S empfängt

Fig. 161.



ihre langsame Bewegung von der stehenden Axe der Trommel durch ein doppeltes Rädervorgelege von leicht erkennbarer Anordnung.

Gegenüber dieser Maschine mit bewegten Messern wendet Barbet[1]) eine feststehende Messertrommel an, innerhalb deren die von oben einfallenden Rüben durch einen mit entsprechenden Flügeln versehenen Boden in schnelle kreisende Bewegung gesetzt werden. Die gebildeten Schnitzel schieben sich durch die hinter den Messern im Trommelumfange enthaltenen Schlitze nach außen, um nach dem Abfallrohre zu gelangen. Die tägliche Leistungsfähigkeit dieser Maschine wird in der angeführten Quelle zu 360 000 bis 400 000 kg Rüben angegeben. Diese Bauart ist mit demselben Uebelstande behaftet, wie die ähnlich arbeitende Reibe, Fig. 156, daß die an der Drehung betheiligten Rüben im Allgemeinen nicht so vertheilt sein werden,

---

[1]) Dingl. pol. Journ. 1885, 255, 473.

daß ihr Schwerpunkt in der Axe gelegen ist, und es müssen daher die Nachtheile sich einstellen, welche mit der schnellen Umdrehung einer einseitig beschwerten Trommel verbunden sind. Andererseits gewährt die Anordnung fester Messer den Vortheil, daß die Wirkung jedes einzelnen Messers sich jederzeit beobachten und ein etwaiger Mangel sich leicht beseitigen läßt.

In einer von der bisher besprochenen abweichenden Art wirkt die zum Zerkleinern der Cichorienwurzeln bestimmte Maschine von Wickert[1]), in welcher zwei verschiedene Schneidvorrichtungen zur Wirkung gebracht werden. Die von oben niederfallenden Wurzeln werden hierbei von den Haken einer sich langsam drehenden Walze *W*, Fig. 161, erfaßt und an dem feststehenden Messer *M* vorbeibewegt, und die solcherart abgeschälten Stücke alsdann von den schneller kreisenden Schneidscheiben *S* auf einer Welle *A* in würfelförmige Stücke zerschnitten.

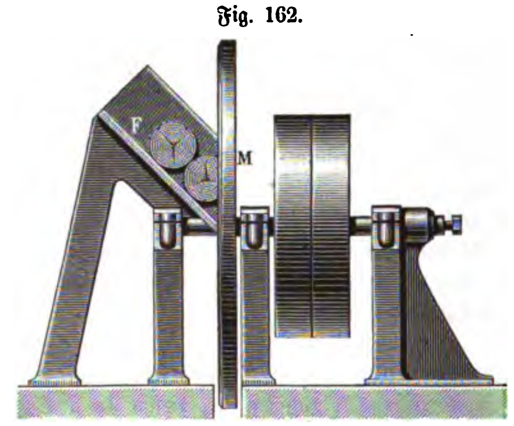
Holzzerkleinerungsmaschinen. Zur Zerkleinerung von Farb- und Gerbhölzern wendet man meistens Maschinen an, welche in ähnlicher Art wirken, wie die vorbesprochenen Schnitzelmaschinen, nur kommt es hierbei im Allgemeinen nicht sowohl auf eine bestimmte Form der erzeugten Späne, als vielmehr nur auf eine hinreichend weit gehende Zerkleinerung des Holzes an. Die Wirkung ist auch hier wesentlich die des gewöhnlichen Tischlerhobels, also eine eigentlich schneidende, bei welcher das zwischen die Holztheile sich eindrängende scharfe Messer eine Trennung erzielt, indem die Festigkeit des Holzes in der zur Trennungsfuge senkrechten Richtung überwunden wird. Es ist also hier die Spaltfestigkeit, d. h. die Zugfestigkeit, in der angegebenen Richtung zu überwinden. Dieser Wirkung entsprechend ist der Schneidwinkel der Messer ähnlich wie bei den besagten Hobeleisen der Tischler im Allgemeinen ein spitzer von 40 bis 50 Grad, und die eine Fläche des die Schneide bildenden Keiles weicht nur sehr wenig von der Bewegungsrichtung des Messers ab. Nur bei sehr harten Hölzern ist die Wirkung hiervon abweichend eine schabende, indem hier die Schneidwinkel der Messer viel größer, zuweilen bis nahe an 90 Grad groß gemacht werden. Die Spanbildung erfolgt daher in diesem Falle durch die Ueberwindung der Schubfestigkeit des Holzes in der Richtung der Trennungsfläche. §. 51.

Auch bei diesen Maschinen erhalten die Messer, wie bei den vorstehend besprochenen Schnitzelmaschinen, zur eigentlichen Zerkleinerung immer eine kreisende Bewegung, und nur ausnahmsweise wendet man auch die hin- und hergehende Bewegung eines Messers zur Abtrennung von Spänen an, die dann weiter durch kreisende Messer zerkleinert werden. Feste Gegenmesser,

[1]) D. R.-P. Nr. 27 653.

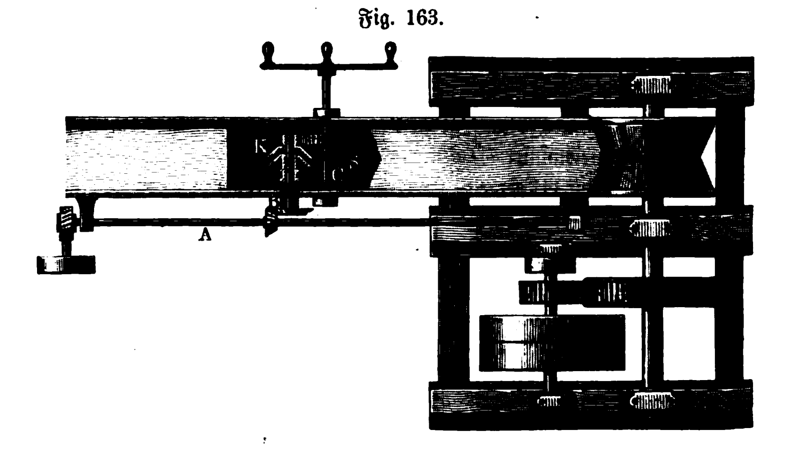
wie sie bei den Rübenschnitzelmaschinen nöthig sind, können hier entbehrt werden, und es ist nur eine entsprechende Vorschiebung der zu zerkleinernden Hölzer anzuordnen, sei es, daß diese einfach aus freier Hand oder durch einen besonderen Vorschiebeapparat bewirkt wird.

Fig. 162.



Eine einfache Holzzerkleinerungsmaschine [1]) mit einer auf liegender Welle befestigten ebenen Messerscheibe stellt die Fig. 162 vor. Das zu zerkleinernde Holz wird in dem schrägen Führungsstück *F* an derjenigen Seite gegen die Messerscheibe *M* geführt, an welcher die Schneiden sich abwärts bewegen. Die Schneidscheibe ist mit zwei geraden Messern oder Hobeleisen in der Richtung eines Durchmessers versehen,

Fig. 163.



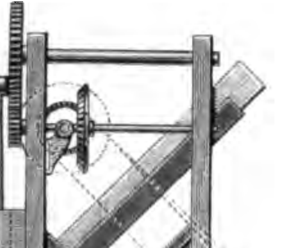
und es befinden sich vor diesen Messern die aus dem vorigen Paragraphen bekannten Schlitze zum Hindurchlassen der abgetrennten Theile. In dem zu den Messern senkrechten Durchmesser sind einzelne scharfe Spitzen an-

[1]) Prakt. Masch.-Constructeur 1880, S. 169.

gebracht, welche die Fasern des Holzes quer durchschneiden, ehe die durchschnittenen Stücke von den Messern abgeschält werden, und zwar sind diese Spitzen durch Schrauben nach Erfordern mehr oder minder weit heraus zu stellen.

Die Maschine von Ricard[1]) enthält als das arbeitende Werkzeug einen Messerkopf von der Form zweier abgestumpfter, mit den kleinen Grundflächen zusammenhängender Kegel *M*, Fig. 163. Das durch den Schlitten *S* den Messern entgegengeführte Holz wird daher an seinem Stirnende durch die schrägen in den Kegelseiten angebrachten Messer bearbeitet. Der Vorschub des Holzes geschieht selbstthätig durch Vermittelung der beiden Zwischenwellen *A* und *B*, von welcher letzteren die Vorschiebwelle *C* mit Hülfe der Reibungskuppelung *K* bewegt wird. Wegen der Kegelform des Messerkopfes ist es nur nöthig, das Holz in der Richtung seiner Länge vorzuschieben, ein seitliches Ausweichen wird durch die Gestalt der Messer verhindert. In ähnlicher Art sind vielfach die Holzzerkleinerungsmaschinen mit kegelförmigen oder cylindrischen Messerköpfen versehen, deren Messer, wie schon bemerkt, bei der Verarbeitung harter Hölzer meistens für eine schabende Wirkung geschliffen und angestellt werden.

Fig. 164.



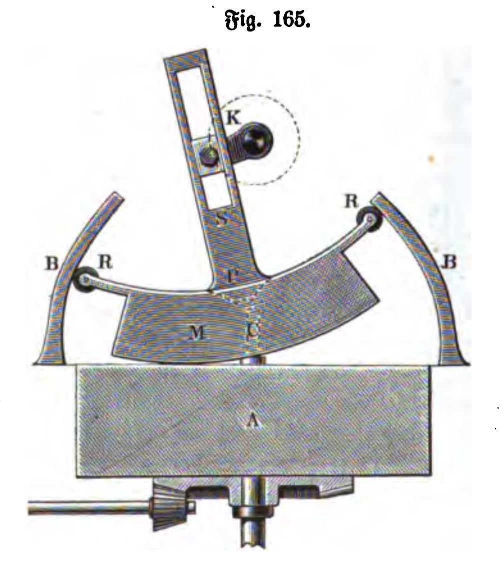
Zur Bereitung der sogenannten Cellulose für die Papiererzeugung muß das dazu verwendete Holz ebenfalls einer vorherigen Zerkleinerung unterworfen werden. Diesem Zwecke dient die Maschine von Müller u. Sohn[2]), Fig. 164. Hierbei schneidet das in senkrechter Richtung durch eine Kurbel auf und nieder geführte Messer *M* von dem in schräger Richtung (unter 45 Grad) dagegen geführten Holze einzelne Späne ab, welche auf der gekrümmten Fläche *F* einer schnell kreisenden Messerwalze *W* zugehen, um von derselben in Splitter verwandelt zu werden. Das Messer *M* macht in der Minute etwa 20 Schnitte, wogegen der Messerwalze *W* eine Geschwindigkeit von 1200 Umgängen in der Minute gegeben wird. Der Vorschub des Holzes ist veränderlich gemacht und wird so bemessen, daß die Späne etwa 8 bis 12 mm dick ausfallen.

[1]) Dingl. pol. Journ. 1884, 253, 267. [2]) Ebend. 1875, 215, 399.

Eine Schneidwirkung durch Messer, wie sie bei den Maschinen dieses und des vorhergehenden Paragraphen stattfindet, kommt in ähnlicher Art auch bei den Häckselmaschinen und einigen anderen zu ähnlichen Zwecken dienenden Maschinen, z. B. bei den Haderschneidern der Papierfabriken, vor; da es sich hierbei aber nicht sowohl nur um eine weitgehende Zerkleinerung in formloses Gut, als vielmehr um die Herstellung von Stücken bestimmter Länge handelt, so werden diese Maschinen besser in dem folgenden Capitel zu besprechen sein, welches von den Maschinen zur Zertheilung der Stoffe handelt; woselbst auch der Einfluß näher erörtert werden soll, welchen die Form und Anstellung der Schneiden auf die Schneidwirkung ausübt.

§. 52. **Hackmaschinen.** Die zur Zerkleinerung des Fleisches behufs der Wurstbereitung dienenden Maschinen sind theilweise so ausgeführt, daß in ihnen die wälzende Bewegung des bekannten Wiegemessers oder die niederfallende Bewegung des Hackmessers verwendet wird, theils auch wird das Fleisch durch eine mit Stiften besetzte Trommel bei deren Umdrehung in einem geschlossenen Gehäuse gegen Messer geführt, die im Inneren dieses Gehäuses fest angebracht sind.

Fig. 165.

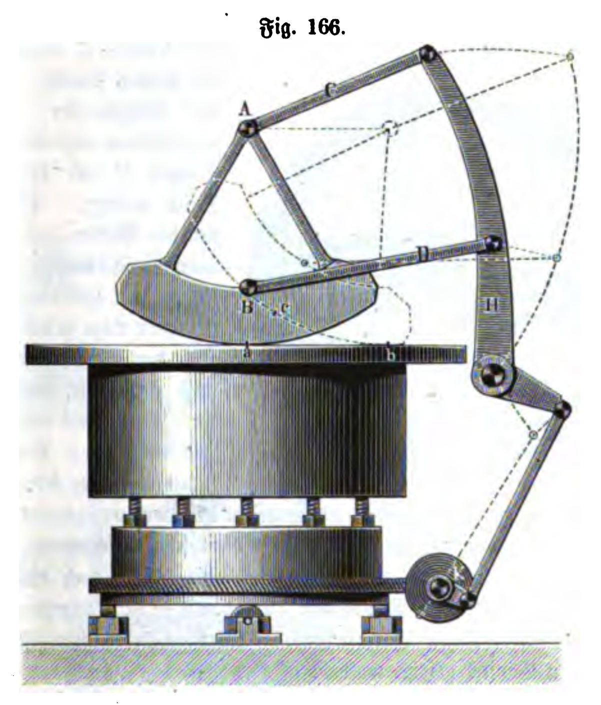


Eine Maschine mit Wiegemessern von Dahl und Humpert[1]) ist in Fig. 165 dargestellt. Sechs bogenförmige Messer M sind parallel mit einander befestigt und erhalten ihre übereinstimmende schwingende Bewegung von der Kurbel K aus, deren Kurbelzapfen ein in der Schleife der Stange S befindliches Gleitstück ergreift. Hierbei wälzen sich die Messer auf der wagerechten oberen Fläche des Klotzes A ab, so daß sie das auf diesem Klotze befindliche Fleisch durchschneiden. Die Führung erhalten die Messer durch zwei Führungsrollen R, welche sich gegen die Bahnen B stemmen. Diese Bahnen sind, wie sich aus der Betrachtung der stattfindenden Bewegung ergiebt, als

[1]) D. R.-P. Nr. 86.

die Aequidistanten auszuführen, welche um den Rollenhalbmesser von denjenigen verkürzten Cycloiden abstehen, die der Rollenmittelpunkt bei dem Abwälzen der Messer auf der Ebene des Klotzes beschreibt. Der Klotz selbst erhält eine langsame Drehung um seine Axe, und zwar wird ihm diese Bewegung ruckweise durch ein Schaltrad ertheilt, welches bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle *K* von dieser aus um einen Zahn weiter gedreht wird. Damit diese Drehung leicht und ohne ein Umbiegen der Schneiden vor sich gehe, wird sie immer in einem Augenblicke vorgenommen, in welchem die

Fig. 166.

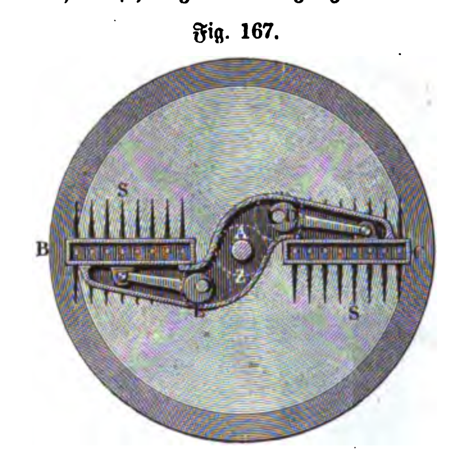


Messer in geringem Maße von dem Klotze abgehoben sind. Zu diesem Zwecke ist ein Bolzen *C* in der Mitte des Klotzes vorhanden, auf dessen Kopf sich die Messer mittelst einer Pfanne *P* aufsetzen, sobald die Messer in die mittlere Stellung kommen. Durch diese Drehung des Klotzes kommen nach einander möglichst alle Theile der Masse unter die Messer, auch kann man durch feststehende Streichbleche von geeigneter Form für die zur gleichmäßigen Durcharbeitung erforderliche Wendung des Fleisches sorgen. Die Wirkung dieser Maschine ist natürlich eine absetzende, so daß immer eine bestimmte Menge Fleisch aufgegeben wird, welches bis zur genügenden Zerkleinerung bearbeitet wird. Die Unterstützung des Blockes geschieht durch

einen Zapfen in der Mitte und mehrere Laufrollen in der Nähe des Umfanges.

Man hat auch die Wiegemesser so bewegt, daß sie außer ihrer wälzenden Bewegung auf dem Klotze noch eine ziehende oder geradlinig fortschreitende ihrer Schneide empfangen, um hierdurch dieselbe Wirkung zu erzielen, welche man bei dem Durchschneiden eines Korkes oder Stückchens Gummi vermöge des Durchziehens der Messerschneide erreicht. Eine zu diesem Zwecke angewandte Aufhängung der Messer [1]) zeigt Fig. 166 (a. v. S.). Durch die schwingende Bewegung des Winkelhebels H, welche derselbe durch eine Kurbel K erhält, werden die beiden Punkte A und B der Wiegemesser vermittelst der an ihnen angreifenden Zugstangen C und D nach der Seite bewegt. Denkt man sich die Messer aus der mittleren Lage durch den Ausschlag des Hebels H in die punktirte Lage gebracht, so ist aus der Verzeichnung dieser Lage ersichtlich, daß vermöge der Wälzung des kreisförmigen Messers dessen Berührungspunkt auf dem Klotze um die Größe ab nach der Seite gerückt ist, wogegen der Berührungspunkt auf dem Messer um die davon verschiedene Größe bc verschoben erscheint. Es hat daher neben der wälzenden Bewegung auf dem Klotze noch eine ziehende Bewegung der Messerschneide um den Betrag $ab - bc$ stattgefunden. Wie der Einfluß eines solchen Durchziehens bei Messern zu erklären ist, wird in dem nächsten Capitel gezeigt werden.

Fig. 167.

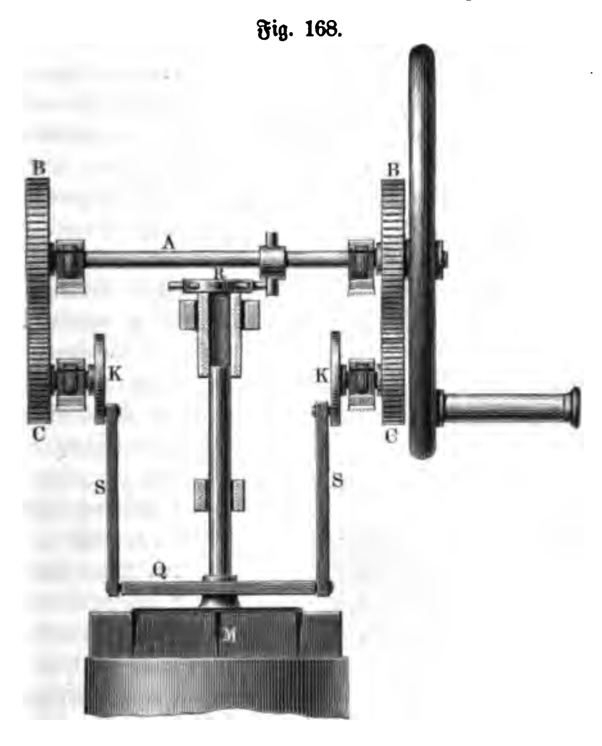


Anstatt der Wiegemesser hat man auch bei derartigen Maschinen scharfrandige Scheiben in Anwendung gebracht, welche drehbar, auf wagerechte Axen gesteckt, über die Fläche des Klotzes gerollt werden. Eine solche Maschine [2]) ist durch Fig. 167 versinnlicht. Die über dem unbeweglichen Klotze senkrecht gelagerte Welle A trägt zwei Arme B und C, von denen jeder acht Schneidscheiben S aufnimmt, die in Gabellagern drehbar angebracht und durch Federn mit einem bestimmten Drucke auf den Klotz niedergepreßt werden. Diese Scheiben müssen sich daher bei der Umdrehung der mittleren Axe A ähnlich wie die Steine eines Kollerganges auf der Oberfläche des Klotzes abwälzen.

[1]) D. R.-P. Nr. 2658. [2]) D. R.-P. Nr. 3566.

In Folge dieser wälzenden Bewegung ist die Wirkung der Scheiben übereinstimmend mit derjenigen der Wiegemesser in Fig. 165 und nicht zu verwechseln mit der von schnell kreisenden Schneidscheiben, welche wie bei der Holzzerkleinerungsmaschine in Fig. 164 gegen festgehaltene Arbeitsstücke wirken. Um eine möglichst gleichförmige Bearbeitung der auf dem Klotze ausgebreiteten Masse zu erzielen, sind die Scheiben in solchen Entfernungen von der Mitte angebracht, daß die Scheiben der einen Seite sich in Bahnen abwälzen, welche zwischen den Bahnen der anderseitigen Scheiben mitten

Fig. 168.

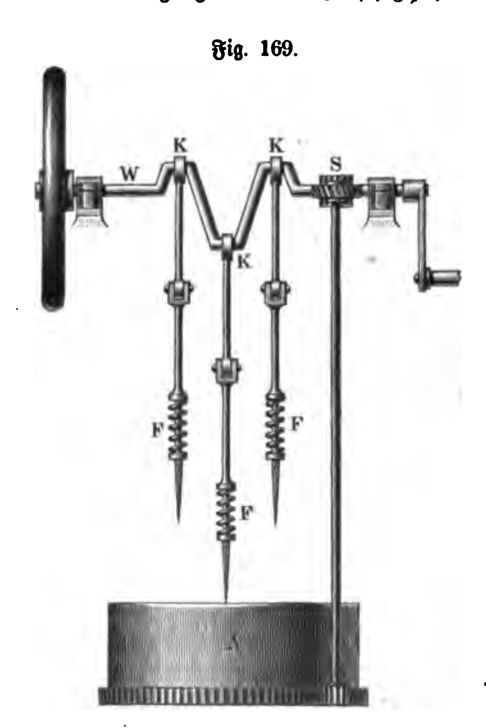


inne liegen, und außerdem werden sämmtliche Scheiben mit ihren Gabeln einer wiederkehrenden Hin- und Herbewegung nach der Längsrichtung der Arme unterworfen. Diese schwingende Bewegung erhalten die Scheibenträger durch zwei Excenter auf den Axen D und E, denen eine drehende Bewegung von einem an dem Gestell undrehbar befestigten Zahnrade Z mitgetheilt wird, an welchem sich die mit den Axen der Excenter verbundenen Zahnräder bei der Umdrehung der Arme abwälzen. Ein mit seinen Zinken zwischen die Scheiben eintretender Kamm sorgt für ein Abstreifen der an den Scheiben haftenden Fleischtheile.

Anstatt vieler Scheiben neben einander hat man wohl auch ein einziges Messer auf jedem Arme angebracht, welchem die Gestalt einer Schraubenfläche mit mehreren Windungen gegeben ist[1]; die Wirkungsweise erleidet dadurch keine Aenderung.

Von diesen Kreisscheiben, sowie von den Wiegemessern, welche nur in rollender Bewegung über das Fleisch geführt werden, sind ihrer Wirkung nach wesentlich die sichelförmigen Messer verschieden, welche bei der Maschine von Darenne[2] an einer liegenden Welle befestigt sind und mit dieser in schnelle kreisende Bewegung versetzt werden, wobei sie durch das unterhalb in einem Troge befindliche Fleisch durchgezogen werden. Diesem Troge ertheilt eine Kurbel eine langsame hin- und hergehende Bewegung zu dem Zwecke einer möglichst gleichmäßigen Zerkleinerung der ganzen Masse.

Fig. 169.



Bei den nach Art des Hackemessers wirkenden Maschinen sind über dem Hauklotze ein oder mehrere Messer befindlich, welche durch Kurbeln oder sonst geeignete Vorrichtungen auf- und niedergeschoben werden. Die gleichförmige Durcharbeitung der ganzen Masse wird ebenfalls durch eine langsame Umdrehung entweder des Klotzes oder der die Messer tragenden Stange erzielt. Diese letztere Einrichtung zeigt die Maschine[3], Fig. 168 (a. v. S.). Das aus mehreren kreuzweise zu einander stehenden Schneiden zusammengesetzte Messer M erhält hierbei durch die beiderseits angebrachten Kurbeln K eine auf- und absteigende Bewegung von der Triebwelle A aus, die mit zwei Zahnrädern B die auf den Kurbelwellen sitzenden Getriebe C umdreht.

[1]) D. R.-P. Nr. 9974. [2]) Dingl. pol. Journ 1870, 196, 299. [3]) D. R.-P. Nr. 7232.

Die Kurbelstangen S greifen dabei nicht an dem Messer unmittelbar, sondern an einem Querstück Q an, in dessen Mitte die Stange des Messers lose drehbar aufgehängt ist. Zufolge dieser Einrichtung kann das Messer leicht gedreht werden, was durch ein Stiftenrad R geschieht, gegen dessen Stifte entsprechende Daumen der Triebwelle A anstoßen, und in dessen Nabe die Messerstange mit einem vierkantigen Ansatze oder mittelst Feder und Nuth eintritt. Die Drehung des Messers wird man natürlich in der erhobenen Stellung desselben vornehmen.

Von diesen Maschinen unterscheidet sich die Fig. 169 angedeutete[1]) hauptsächlich dadurch, daß hier die Versetzung durch eine langsame Drehung des Blockes A bewirkt wird. Zur Bewegung der hier vorhandenen drei Messer ist die Triebwelle W mit drei Kröpfen K versehen, deren Schubstangen die Messer mittelst zwischengeschalteter Federn F ergreifen. Die Federn veranlassen bei genügender Anspannung immer ein Durchschneiden der Messer bis auf den Klotz, auch wenn derselbe sich abgenutzt hat, ohne daß die Pressung in den Kurbelstangen eine übermäßig große werden kann. Da die Umdrehung des Klotzes behufs der Versetzung hier durch eine Schraube S auf der Triebwelle also stetig erfolgt, so ist zu vermuthen, daß die Abnutzung des Klotzes eine erhebliche und die Umdrehung desselben eine erschwerte sein wird, weil die Drehung auch stattfindet, während die Messer auf dem Klotze stehen.

Von den sonstigen Abänderungen der eigentlichen Hackmaschinen möge nur noch diejenige erwähnt werden, bei welcher das Messer durch sein Eigengewicht zur Wirkung kommt, indem dasselbe von der Betriebswelle durch Daumen nach der Art der Stampfer gehoben wird, um dann sich selbst überlassen zu werden. Bei der in dieser Art wirkenden Maschine von Sondermann und Stier[2]) wird bei dem Heben des Messerträgers eine oberhalb desselben angebrachte Schraubenfeder zusammengedrückt, um durch ihre nachherige Ausdehnung die Fallgeschwindigkeit zu erhöhen. Der Block steht dabei fest, und zur Versetzung wird dem Messer bei jedesmaligem Aufsteigen eine geringe Drehung ertheilt.

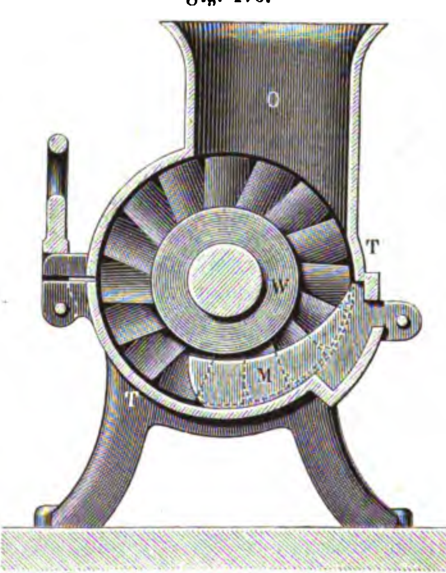
Ein Hauptübelstand aller dieser und anderer Hackmaschinen mit auf- und niedergehenden Hackemessern besteht in der schnellen Abnutzung des Klotzes, mit welcher eine entsprechende Verunreinigung des Fleisches durch Holzsplitter verbunden ist. Maschinen mit wiegenden Messern zeigen diesen Uebelstand nicht oder doch nur in geringerem Grade.

Schließlich möge noch der wohl unter dem Namen der Fleischmahlmühlen bekannt gewordenen kleinen Maschinen gedacht werden, wie sie sich für geringere Leistungen, namentlich als Küchengeräthe, vielfach Ein-

[1]) D. R.-P. Nr. 10752. [2]) D. R.-P. Nr. 89.

gang verschafft haben. Diese Maschinen bestehen der Hauptsache nach aus einer eisernen Trommel *T*, Fig. 170, deren Innenfläche mit einer größeren Anzahl fester Messer *M* versehen ist. Im Inneren dieser Trommel dreht sich die Walze *W*, welche auf der Außenfläche einzelne Stifte trägt, die bei der Umdrehung zwischen den gedachten festen Messern der Trommel hindurchtreten. Es ist ersichtlich, wie das durch den Trichter *O* eingebrachte Fleisch bei der Umdrehung der Walze *W* von deren Stiften mitgenommen und an den festen Messern zerschnitten wird. Zum Zwecke der Entleerung und bequemen Reinigung ist das Gehäuse in der Mitte getheilt, und der obere Theil als Deckel mit Gelenken an den unteren geschlossen. Die Einfachheit dieser Maschinen ist wohl ihr hauptsächlichster Vorzug, welchem sie ihre weite Verbreitung verdanken, denn die Art ihrer Wirksamkeit läßt Vieles zu wünschen übrig Denn abgesehen davon, daß sie wie alle Hackmaschinen postenweise arbeiten, setzen sie auch das Fleisch nicht einem reinen Zerschneiden wie die Wiegemesser, sondern sie üben dabei vornehmlich die quetschende Wirkung aus, welche wegen des damit verbundenen Auspressens der Säfte für bessere Fleischwaaren, insbesondere für solche, die längere Zeit aufbewahrt werden sollen, möglichst zu vermeiden ist. Auch ist für eine entsprechende Mengung behufs Erzielung einer gleichmäßig zerkleinerten Masse in diesen Maschinen gar keine Vorkehrung getroffen.


Fig. 170.



Ueber die Fleischzerkleinerungsmaschinen kann die Arbeit von W. Sterken in den Verhandlungen des Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. 1881, S. 19 nachgelesen werden.

Zweites Capitel.

Die Maschinen zur Zertheilung.

Zweck und Wirkungsart. Die in diesem Capitel zu besprechenden §. 53. Maschinen haben den Zweck, eine Trennung gewisser Gegenstände in einzelne Theile von bestimmter Form zu bewirken. Während sie demgemäß, ebenso wie die im vorigen Capitel behandelten Zerkleinerungsmaschinen, den Zusammenhang einzelner Massentheilchen der zu bearbeitenden Gegenstände aufzuheben bestimmt sind, unterscheiden sie sich von jenen Maschinen wesentlich dadurch, daß sie Theilstücke von ganz bestimmter Form erzeugen, während die Zerkleinerungsmaschinen hauptsächlich nur die Erzielung einer bestimmten Größe der Theilstücke zum Zwecke haben. Demgemäß sind denn auch die arbeitenden Theile dieser Maschinen nach ganz anderen Grundsätzen auszuführen, als diejenigen der Zerkleinerungsmaschinen.

In vielen Fällen wird die gedachte Zertheilung vorgenommen, um das Material in Stücke von solcher Form zu verwandeln, wie sie für die weitere Bearbeitung erforderlich oder erwünscht ist; so zerlegen beispielsweise die Sägewerke die rohen Stämme in Bretter, aus denen durch die weitere Bearbeitung allerlei Gebrauchsgegenstände hergestellt werden. Dagegen können die von den Häckselmaschinen gebildeten Strohstückchen, da sie einer weiteren Verarbeitung nicht unterworfen werden, als fertiges Erzeugniß angesehen werden. Andererseits dienen die ebenfalls hierher zu rechnenden Mähmaschinen dazu, die zur Einbringung der Ernte erforderliche Trennung der Halme von ihren Wurzelstöcken zu bewirken.

Die hier in Betracht kommenden Maschinen bringen die beabsichtigte Zertheilung entweder durch die schneidende oder durch die scherende Wirkung der von ihnen bewegten Werkzeuge hervor, nur in sehr seltenen Fällen findet eine Zertheilung der Gegenstände durch deren Zerbrechen oder Zerreißen statt.

Von der Wirkung des **Schneidens** erhält man am einfachsten eine Vorstellung durch Fig. 171, in welcher BAC den keilförmigen Querschnitt eines Messers vorstellen möge, welches von dem Arbeitsstücke $EFGH$ den Theil $JFGD$ von bestimmter Breite JF abtrennen soll. Durch die auf den Rücken BC dieses Keils wirkende Kraft P werden an den Flanken AB und AC des Keils gewisse Seitenkräfte hervorgerufen, welche bei hinreichender Größe die beabsichtigte Trennung der beiden Theile in der Berührungsfläche AD veranlassen. Als den dieser Trennung entgegentretenden Widerstand hat man die **Spaltfestigkeit**, d. h. diejenige **absolute** oder **Zugfestigkeit** anzusehen, mit welcher das Arbeitsstück einem Zerreißen

Fig. 171.

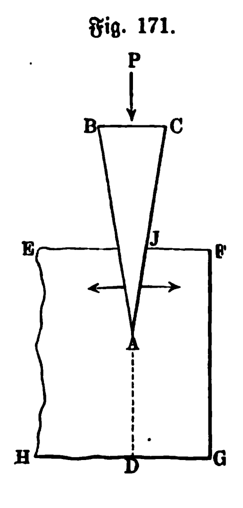


Fig. 172.

in der genannten Trennungsfläche zu widerstehen vermag.

Wesentlich hiervon verschieden ist die **Scherwirkung**, vermöge deren in Fig. 172 eine Trennung des Stückes N von M hervorgerufen wird, sobald das bewegliche Scherblatt AB mit genügender Kraft auf das durch das feste Scherblatt CD unterstützte Arbeitsstück gepreßt wird. Hierbei ist als Widerstand die **Scherfestigkeit** zu überwinden, welche sich in der Trennungsfuge AD einem Verschieben der beiden Theile auf einander längs dieser Fuge entgegensetzt.

Während für die Schneidwirkung, Fig. 171, die **Keilform** des Werkzeugs von hervorragendem Einflusse auf die Wirkungsart ist, indem das Schneiden im Allgemeinen um so leichter zu vollführen ist, je schärfer der Keil, d. h. je kleiner der Winkel BAC ist, so kommt es bei dem Scheren, Fig. 172, wesentlich nur darauf an, daß die beiden scherenden Kanten A und D möglichst dicht an einander vorübergehen, um den nachtheiligen Einfluß einer Umbiegung des Arbeitsstückes zu vermeiden, welchen man bei jeder lose gewordenen Handschere zu beobachten Gelegenheit hat. Der Kantenwinkel der Scherbacken bei A und D ist fast immer genau oder an-

nähernd gleich einem rechten, da auf eine Keilwirkung bei dem Scheren nicht gerechnet wird.

Der gewöhnliche Sprachgebrauch macht in der Regel nicht den strengen Unterschied zwischen Schneiden und Scheren, wie er im Folgenden im Allgemeinen festgehalten werden soll, denn man bezeichnet ebenso häufig die Wirkung einer Schere wie auch diejenige eines Messers als ein Schneiden, obwohl die Vorgänge bei dem Gebrauche der beiden Werkzeuge wesentlich von einander verschieden sind. Das Abtrennen mit dem Messer ist ein förmliches Abreißen mit Hülfe eines Keils, die Schere dagegen bewirkt die Trennung durch ein reines Abschieben; in dem Falle des Schneidens ist die Zugfestigkeit, in dem Falle des Scherens ist die Schubfestigkeit zu überwinden.

Verschieden von der vorstehend besprochenen Zertheilung durch Schneiden und Scheren ist die durch Sägen bewirkte Trennung von Gegenständen.

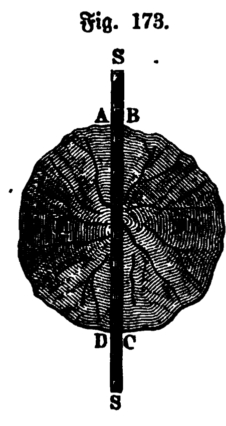


Fig. 173.

Hierbei tritt nämlich eine gewisse Spanbildung auf, d. h. es wird eine gewisse Menge des Materials einer Zerkleinerung unterworfen, was bei dem Schneiden wie Scheren nicht stattfindet, wenigstens nicht, so lange die dabei angewendeten Werkzeuge in ordnungsmäßigem Zustande sind. Soll die Säge *S*, Fig. 173, den Holzblock in die beiden Theile *M* und *N* zerlegen, so muß eine bestimmte Holzmenge von der Dicke des Sägenschnittes nicht nur von den Theilen *M* und *N* in den Trennungsflächen *AD* und *BC* abgelöst, sondern es muß auch diese Holzmasse in kleine Späne zertheilt werden, so klein, daß dieselben zwischen den Zähnen der Säge Raum finden können. Die Sägezähne wirken hierbei fast ausschließlich scherend und nicht schneidend, wie bei der Besprechung der betreffenden Maschinen gezeigt werden wird.

Die vorstehend angeführten Arten der Zertheilung durch Schneiden, Scheren und Sägen sind die hier fast allein in Betracht kommenden; denn Maschinen, welche eine Zerlegung von Gegenständen in bestimmte Stücke durch Zerbrechen bewirken, sind ganz vereinzelt (Eisenbarrenbrechmaschinen), und auch von der Zertheilung durch Zerreißen macht man kaum anderwärts einen Gebrauch, als etwa in Flachsspinnereien für Kurzflachs. Die hierher gehörigen Maschinen werden daher nur einer kurzen Erläuterung bedürfen. Dagegen sollen die zur Materialprüfung dienenden Maschinen, welche im Wesentlichen auch ein Zerreißen von Gegenständen behufs Ermittelung von deren Widerstandsfähigkeit bewirken, einer näheren Besprechung unterworfen werden.

§. 54. **Schneiden.** In Fig. 174 sei durch das gleichschenkelige Dreieck BAC der Querschnitt eines Messers oder sonstigen Schneidwerkzeugs dargestellt, und es möge vorausgesetzt werden, daß auf den Rücken BC dieses Keils eine gewisse Kraft P ausgeübt wird, welche durch die Strecke DJ vorgestellt sein soll. Würde das Eindringen dieses Keils in das zu zertheilende Material ohne Reibung vor sich gehen, so hätte man sich die Kraft $P = DJ$ durch das Parallelogramm der Kräfte $DEJF$ in zwei Seitenkräfte zerlegt zu denken, welche senkrecht zu den Keilflanken BA und CA anzunehmen sein würden. Man erhielte unter dieser Annahme jede der Pressungen, mit welcher die Keilflanken gegen das Material wirken, zu

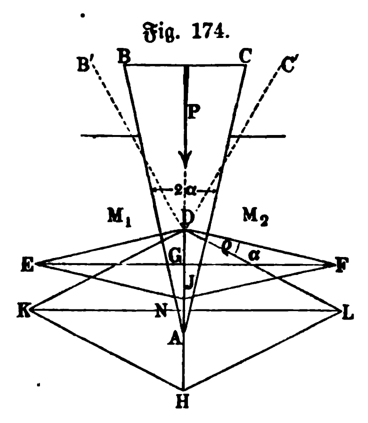


Fig. 174.

$$DE = DF = \frac{DG}{\sin DFG} = \frac{P}{2 \sin \alpha}$$

Diesen Kräften setzt das Material einen Widerstand entgegen, welcher senkrecht zu der Ebene DH anzunehmen ist, in der die Trennung erfolgt. Man hat sich nämlich vorzustellen, daß die beiden Stücke M_1 und M_2, in welche der Gegenstand zerlegt wird, vor dieser Zerlegung mit zwei gleichen entgegengesetzten Kräften zusammengehalten werden, deren Betrag in dem Augenblicke der stattfindenden Trennung gerade gleich der Zerreißungsfestigkeit des Gegenstandes an der Trennungsstelle ist. Die Bedingung des Gleichgewichts erfordert nun, daß dieser von dem Materiale geäußerte Widerstand gleich der zur Mittelebene des Keils DA senkrechten Seitenkraft jeder der beiden Flankenkräfte DE und DF ist, und man hat daher in der halben Diagonale $GE = GF$ des Parallelogramms das Maß für die Größe des Widerstandes, der durch die Druckkraft DJ auf den Rücken des Keils hervorgerufen wird. Bezeichnet man daher mit W den beim Zerreißen des Gegenstandes zu überwindenden Widerstand, welcher in der Figur durch $GF = GE$ dargestellt sein mag, so findet nach der Figur die Beziehung statt: $P = DJ = 2DG = 2GF.tg\,\alpha = 2W tg\,\alpha$.

Es geht hieraus hervor, daß die zum Zertheilen des Gegenstandes anzuwendende Druckkraft um so kleiner ausfällt, je kleiner der halbe Keilwinkel $\alpha = BAD = CAD$, d. h. je schärfer der Keil ist. Es würde hiernach bei einem sehr kleinen Winkel α, welcher sich wenig von Null unterschiede, d. h. bei nahezu parallelen Keilflanken, schon eine äußerst geringe Kraft P hinreichen, um die Zerlegung des Körpers zu bewirken. Daß dies in Wirk-

lichkeit nicht der Fall ist, hat seinen Grund in dem Auftreten der Reibung an den Seiten des Keils.

Um die an den Keilflanken BA und CA auftretenden Reibungswiderstände in Rechnung zu bringen, hat man wiederum nur nöthig, die Druckrichtungen, in welchen die von diesen Flanken ausgehenden Wirkungen ausgeübt werden, nicht senkrecht zu den Flanken anzunehmen, sondern von den Senkrechten um die Größe des entsprechenden Reibungswinkels abweichend vorauszusetzen. Zieht man daher von D aus die beiden Geraden DK und DL so, daß $EDK = FDL = \varrho$ gleich dem Reibungswinkel gemacht ist, welcher der Verschiebung der Keilflächen auf dem zu zertheilenden Stoffe zugehört, so gilt nunmehr das mit diesen Richtungen zu zeichnende Parallelogramm $DKHL$ für die Beurtheilung der verhältnißmäßigen Größen von W und P. Man ersieht hieraus, daß, wenn ebenfalls wieder $NK = NL = W$ den zu überwindenden Widerstand des Materials vorstellt, die auf den Rücken des Keils auszuübende Druckkraft P nunmehr durch die Strecke DH dargestellt wird, also erheblich größer ausfällt, als diejenige DJ, die sich unter Vernachlässigung der Reibung ergiebt. Man findet aus der Figur jetzt die Beziehung:

$$P = DH = 2DN = 2W tg(\alpha + \varrho).$$

Hieraus folgt, daß die Wirkung der Reibung denselben Einfluß hat, welchen beim Nichtvorhandensein derselben eine Vergrößerung des Keilwinkels 2α um den doppelten Reibungswinkel 2ϱ hervorbringen würde. Das Parallelogramm $DKHL$ ist offenbar auch gültig für einen reibungslosen Keil von dem Querschnitte $B'DC'$ mit dem Winkel $2(\alpha + \varrho)$ an der Schneide. Man erkennt hieraus, daß bei einem Messer von unendlich kleinem Winkel an der Schneide eine auf den Rücken wirkende Kraft P keineswegs einen unendlich großen Seitendruck W zu erzeugen vermag, wie es ohne Reibung der Fall sein müßte, sondern daß ein solches Messer, dessen Seitenflanken nahezu parallel sind, in seiner Wirkung mit der eines reibungslosen Keils übereinstimmt, dessen Winkel an der Schneide gleich dem doppelten Reibungswinkel 2ϱ ist. Hieraus erklärt sich der für alle Schneidarbeit vortheilhafte Einfluß der Schmiermittel, da durch dieselben die Reibung und damit der Reibungswinkel herabgezogen wird. Da ferner die Reibung erfahrungsmäßig um so kleiner ausfällt, je glatter die sich reibenden Flächen sind, so ist die hohe Politur, wie man sie namentlich an den bekannten und wegen ihrer Vorzüglichkeit geschätzten amerikanischen Aexten bemerkt, für die gute Wirksamkeit dieser Werkzeuge von hervorragender Bedeutung. Aus gleichem Grunde wird man die Wirkung des Abziehens der Rasirmesser auf einem Streichriemen weniger einer Zuschärfung oder Verkleinerung des Keilwinkels, als vielmehr einem Poliren und der damit verbundenen Verringerung des Reibungswinkels zuzu-

schreiben haben, auch steht wohl der Gebrauch der Seife bei dem Rasiren hiermit in Zusammenhang.

Der Winkel 2α, welchen die Seitenflächen eines Messers oder sonstigen Schneidwerkzeugs mit einander bilden, kann mit Rücksicht auf die Festigkeit desselben natürlich nicht unter eine gewisse Größe herabgehen. In vielen Fällen der Anwendung kann man aber doch eine Verkleinerung des bei dem Schneiden in Betracht und zur Wirkung kommenden Winkels unter dieses kleinstmögliche Maß durch ein schräges Ansetzen des Messers erzielen, wie man sich mit Hülfe der Fig. 175 verdeutlichen kann. Stellt hierin M ein Messer vor, dessen Querschnitt BAC an der Schneide bei A den Keilwinkel $BAC = 2\alpha$ erhalten hat, und denkt man dieses Messer derartig schräg gegen den zu bearbeitenden Gegenstand G gesetzt und durch denselben hindurchgeführt, daß die Bewegungsrichtung des Messers EA mit der Schneide HA anstatt eines rechten den spitzen Winkel $HAE = \beta$ bildet, so kommt offenbar bei dem Schneiden ein Keil zur Wirkung, welcher dem durch AE geführten Durchschnitte des Messers entspricht. Der

Fig. 175.

Winkel $2\alpha_1$ an der Spitze dieses Durchschnittes ergiebt sich durch die Gleichung $tg\,\alpha_1 = \frac{d}{l} = \frac{d}{b}\,sin\,\beta = tg\,\alpha\;sin\,\beta$, wenn $2d = BC$ die überall gleiche Dicke der Messerklinge und $b = AF$ deren Breite bedeutet. Dieses Mittel der schrägen Durchführung der Messerklinge, welches man im gewöhnlichen Leben vielfach unbewußt zur Anwendung bringt, wird auch bei Maschinen häufig benutzt, z. B. bei Häckselmaschinen, bei denen die Messer vermöge ihrer gekrümmten Gestalt ebenfalls eine zu ihrer Bewegungsrichtung schräge Stellung einnehmen, worüber an der betreffenden Stelle das Nähere angeführt wird.

Mit diesem Einflusse einer schrägen Anstellung des Messers ist derjenige wesentlich übereinstimmend, welchen die ziehende Bewegung des Messers parallel mit seiner Schneide auf die Wirkungsweise ausübt. Es ist eine bekannte Thatsache, daß man gewisse weiche und zähe Körper, wie z. B. Kork oder Gummi, gar nicht oder nur schlecht mit einem Messer durchschneiden kann, auf welches nur senkrecht zu seiner Schneide gedrückt wird,

während das Schneiden mit geringem Drucke vollführt werden kann, sobald man dem Messer gleichzeitig eine ziehende hin- und hergehende Bewegung parallel seiner Schneide ertheilt, etwa in der Weise, wie man eine Säge führt. Man hat diese Erscheinung auch in der That so erklären wollen, als sei jedes Messer dabei wie eine Säge wirkend, indem man annahm, daß die unvermeidlichen kleinen Rauhigkeiten, welche selbst bei der best geschliffenen Schneide vorhanden sind, wie die Zähne von Sägen arbeiten. Es läßt sich leicht die Unhaltbarkeit dieser Ansicht zeigen, denn unter dieser Voraussetzung müßten natürlich auch Sägespäne gebildet werden, und zwar müßten dieselben wie bei jeder anderen Säge auch innerhalb der Zwischenräume oder Lücken zwischen den erwähnten kleinen Rauhigkeiten hinreichenden Raum finden, wozu viel größere Rauhigkeiten erforderlich sein würden, als sie bei gut geschliffenen und polirten Schneiden wirklich vorhanden sind. Es bedarf übrigens zur Erklärung der erwähnten Erscheinung gar nicht einer so gesuchten Annahme, wie die angeführte, vielmehr genügt die Berücksichtigung der Flankenreibungen vollständig zur Beurtheilung der hierbei in Betracht kommenden Verhältnisse, wie die folgende Betrachtung lehren wird.

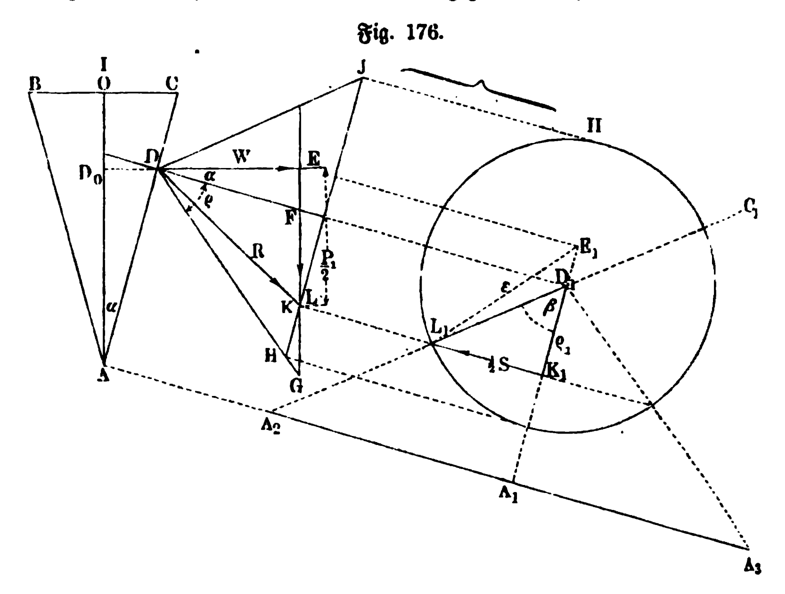
Es sei in Fig. 176 I (a. f. S.) durch BAC wieder der Durchschnitt durch ein Messer dargestellt, von welchem die eine Flanke AC in D den Widerstand W des zu zertheilenden Materials überwinden soll. Da bei der vorausgesetzten Symmetrie des Werkzeuges die Verhältnisse auf der anderen Seite die gleichen sind, so genügt die Betrachtung der einen Flanke AC, wenn für diese eine Seite auch nur die Hälfte der auf den Rücken BC des Keils thätigen Kraft P wirkend gedacht wird. Es werde wieder an die Senkrechte DF zu dieser Keilflanke in D der Reibungswinkel $\varrho = FDG$ angetragen; dann findet sich, wenn der zu überwindende Widerstand W des Materials senkrecht zur Mittelebene AO des Keils gleich DE gemacht wird, nach dem Vorhergehenden in EG die Hälfte der auf den Rücken wirkenden Kraft, sobald man die Gerade EG parallel zur Mittellinie AO des Keils zieht. Man hat wieder wie oben die Beziehung $\frac{P}{2} = EG = W tg(\varrho + \alpha)$, und man erkennt auch wieder aus der Figur, daß bei dem Nichtvorhandensein der Reibung die Hälfte der erforderlichen Druckkraft durch die Strecke $EF = W tg\,\alpha = \frac{P_0}{2}$ ausgedrückt sein würde.

Es ist hierbei vorausgesetzt, daß auf den Keil lediglich diese Druckkraft und zwar in der Mittelebene senkrecht zur Schneide wirke, und daß dem Messer nicht gleichzeitig eine Bewegung in der Richtung der Schneide durch eine mit dieser parallele Kraft ertheilt werden soll. Unter dieser Voraussetzung wird daher der Keil auch in einer zur Schneide senkrechten Richtung in das Material eindringen müssen, welche Richtung in Fig. 176 II

durch $D_1 A_1$ angezeigt wird. Es muß bemerkt werden, daß die Fig. 176 II die gerade Projection der Keilfläche AC vorstellt, so daß in derselben die Schneide durch die gerade Linie $A_2 A_3$ dargestellt wird.

Denkt man sich nun auf das Messer außer der auf den Rücken BC senkrecht zur Schneide $A_2 A_3$ wirkenden Kraft P noch eine zweite Kraft S in der Richtung der Schneide thätig, so ist zunächst ersichtlich, daß der Keil, sobald er das Material zerschneidet, in dasselbe in einer gewissen schrägen Richtung eindringen muß, wie sie sich aus dem Zusammenwirken der beiden Kräfte P und S ergiebt. Es werde vorausgesetzt, diese Richtung des Eindringens sei durch die Gerade $C_1 D_1 A_2$ angegeben, welche Linie in der Keil-

Fig. 176.



fläche AC liegend zu denken ist. Denkt man sich nun die durch diese Linie $C_1 A_2$ gehende und auf der Keilfläche CA senkrechte Ebene, welche also das Loth DF in sich enthält, so ist nach dem über den Reibungswinkel wiederholt Angeführten nöthig, daß bei dem Eindringen des Keils in das Material die gegenseitige Wirkung der beiden auf einander in der gedachten Ebene durch $C_1 A_2$ gelegen und gegen das Loth DF um den Reibungswinkel ϱ geneigt sein muß. Denkt man sich etwa noch um dieses Loth DF als Axe den Reibungskegel JDH, dessen halber Spitzenwinkel $JDF = HDF = \varrho$ gleich dem Reibungswinkel ist, so erkennt man, daß diejenige Kegelseite DL, in welcher dieser Kegel von der gedachten Ebene durch $C_1 A_2$ geschnitten wird, die Richtung angeben muß, in welcher die Keilfläche AC gegen das Material und dieses wieder zurück gegen die Keilflanke wirkt. Man erkennt nun aus

Fig. 176 I, daß in diesem Falle zur Ueberwindung des Widerstandes W auf den Rücken BC des Messers nur eine Kraft wirken muß, deren Hälfte durch die Strecke $\frac{1}{2} P_1 = EL$ dargestellt wird, welche also erheblich kleiner ist, als diejenige EG, die einem geraden Durchdrücken des Messers ohne ziehende Bewegung desselben zukommt.

Die Größe der Kraft, mit welcher die Keilflanke auf das Material in D einwirkt, also die im Mantel des Reibungskegels gelegene Strecke DL kann man ansehen wie die Diagonale eines Parallelepipedums, dessen drei auf einander folgende Seiten dargestellt werden durch $DE = W$, $EL = \frac{1}{2} P_1$, diese beiden in der zur Schneide A senkrechten Ebene $D_1 A_1$ liegend und durch $K_1 L_1$ parallel der Schneide $A_2 A_3$ des Messers. Es folgt aus der Figur, daß man durch die Zugabe der ziehenden Bewegung den erforderlichen Rückendruck auf das Messer von dem Werthe $2 EG = 2 W tg (\alpha + \varrho)$ im äußersten Falle bis zu dem Betrage $2 EF = 2 W tg \alpha$ herabziehen kann; im letzteren Falle, welcher der Grenze entspricht, würde allerdings von einem Eindringen des Messers nicht wohl mehr die Rede sein können, da dasselbe dann in einer mit der Schneide $A_2 A_3$ parallelen Richtung bewegt würde. Man macht von dem besprochenen Mittel des gezogenen Schnittes, d. h. der Hinzugabe einer mit der Schneide parallelen Bewegung in allen solchen Fällen einen vortheilhaften Gebrauch, in denen das zu schneidende Material wegen seiner zu geringen Widerstandsfähigkeit gegen Abbrechen einen größeren auf den Rücken des Keils ausgeübten Druck nicht zuläßt. So wurde schon erwähnt, daß man sich des gedachten Mittels bei dem Schneiden von Kork bedient; man erhält dabei immer mit Leichtigkeit schöne glatte Schnittflächen, während bei einem geraden Durchdrücken des Messers ohne ziehende Bewegung entweder ein Abbrechen des Korkstückes oder des Messers zu erwarten ist. Ebenso ist das Abschneiden der Gras- und Getreidehalme mittelst der Sense nur erreichbar, weil die Schneide der Sense dabei vermöge der eigenthümlichen Bogenbewegung der Arme des Schnitters wesentlich an den Halmen entlang gezogen wird. In sehr vielen Fällen des täglichen Lebens wendet man oft unbewußt die ziehende Bewegung des Messers an.

Es ist wohl zu bemerken, daß zwar durch die Anwendung des Ziehens der zum Durchschneiden des Gegenstandes erforderliche Rückendruck auf das Messer verringert wird, daß aber mit dieser Anwendung ein größerer Arbeitsverlust durch Reibung verbunden ist, als bei dem Schneiden ohne Durchzug. Denkt man sich nämlich das Messer in der Richtung senkrecht zu seiner Schneide um eine bestimmte Größe, etwa um $D_1 A_1$ (Fig. 176 II) eindringend, so gleitet irgend ein Punkt der Keilflanke an dem Material auf einem Wege

entlang, welcher durch $D_1 A_1$ bei dem geraden Durchdrücken dargestellt wird, während bei dem schrägen Schneiden dieser Weg durch die Hypotenuse $D_1 A_2$ gemessen wird, also um so größer ausfällt, je schiefer der Schnitt erfolgt. Aus diesem Grunde ist es nicht gerechtfertigt, von dem Durchziehen des Messers Gebrauch zu machen bei Materialien, welche, wie z. B. die Metalle, genügende Widerstandsfähigkeit haben, um ein gerades Durchdrücken des Messers zu vertragen.

Um die bei dem gezogenen Schnitt erforderliche Kraft zu ermitteln, sei der Winkel $L_1 D_1 K_1 = \beta$ gegeben, welchen die Richtung des Eindringens mit der zur Schneide $A_2 A_3$ senkrechten Richtung $D_1 A_1$ bildet. Es ist dann in dem bei DK rechtwinkeligen sphärischen Dreiecke $DFKL$ außer dem rechten Winkel noch der Winkel bei $DF = \beta$ und die dem rechten Winkel gegenüberliegende Seite $LDF = \varrho$ bekannt und man erhält daraus die beiden anderen Seiten $FDK = \varrho_1$ und $KDL = \gamma$ nach den bekannten Formeln der Trigonometrie durch

$$tg\, FDK = cos\, \beta\, tg\, \varrho = tg\, \varrho_1$$

und

$$cos\, KDL = \frac{cos\, \varrho}{cos\, \varrho_1} = cos\, \gamma.$$

Hieraus folgt die auf den Rücken des Keils senkrecht zur Schneide wirkende Kraft durch

$$EL = \frac{1}{2} P = W tg\, EDL = W tg\, (\alpha + \varrho_1).$$

Um auch die Größe der in der Richtung der Schneide anzubringenden Kraft $S = 2 K_1 L_1$ zu ermitteln, kann das sphärische Dreieck $DEKL$ dienen, in welchem nunmehr außer dem rechten Winkel an DK die beiden Katheten $EDK = \alpha + \varrho_1$ und $KDL = \gamma$ bekannt sind, aus welchen Stücken die Hypotenuse $LDE = \varepsilon$ durch

$$cos\, \varepsilon = cos\, \gamma\; cos\, (\alpha + \varrho_1)$$

folgt, und man findet mit diesem Winkel $LDE = \varepsilon$ die Größe der von jeder Keilflanke auszuübenden Wirkung

$$DL = R = \frac{W}{cos\, \varepsilon}$$

und daher die für jede Flanke in der Richtung der Schneide anzubringende Zugkraft

$$K_1 L_1 = \frac{1}{2} S = R\, sin\, KDL = R\, sin\, \gamma.$$

Bei einem Eindringen des Keils von D_1 bis A_2 wirkt die Kraft P auf dem Wege $D_0 A$ und die Kraft S auf demjenigen $A_1 A_2$, wonach die erforderliche Arbeit sich berechnen läßt.

Beispiel. Es werde angenommen, daß ein Messer bei einer Breite der Klinge von 50 mm am Rücken eine Stärke von 2 mm habe, so daß der halbe Keilwinkel durch $tg\,\alpha = \frac{1}{10} = 0{,}02$ zu $\alpha = 1^0\,10'$ sich bestimmt. Setzt man noch einen Reibungscoefficienten von 0,08 voraus, entsprechend einem Reibungswinkel $\varrho = 4^0\,40'$, so hat man bei dem senkrechten Durchschneiden auf den Rücken des Keils eine Kraft auszuüben, welche sich zu $P = 2\,W\,tg\,(\alpha + \varrho) = 2\,W\,tg\,(5^0\,50') = 0{,}204\,W$ berechnet, wenn W den senkrecht zur Mittelebene des Keils wirkenden Widerstand vorstellt.

Wenn man zur Verkleinerung dieses Rückendruckes dem Messer eine ziehende Bewegung ertheilt, derart, daß der Winkel β gleich 45^0 ist, so hat man hierfür

$$tg\,\varrho_1 = cos\,45^0\,tg\,4^0\,40' = 0{,}0567;\quad \varrho_1 = 3^0\,18'$$

$$cos\,\gamma = \frac{cos\,4^0\,40'}{cos\,3^0\,18'} = 0{,}9983;\quad \gamma = 3^0\,19'$$

und

$$cos\,\varepsilon = cos\,3^0\,19'\,cos\,4^0\,28' = 0{,}9953;\quad \varepsilon = 5^0\,33'.$$

Daher folgt

$$P = 2\,W\,tg\,4^0\,28' = 0{,}156\,W$$

$$R = \frac{W}{cos\,5^0\,33'} = 1{,}005\,W$$

und

$$S = 2\,R\,sin\,3^0\,19' = 0{,}116\,W.$$

Nimmt man dagegen $\beta = 85^0$ an, d. h. setzt man die ziehende Bewegung etwa zehnmal so groß voraus, als das Eindringen des Keils senkrecht zur Schneide, so ergiebt sich

$$tg\,\varrho_1 = cos\,85^0\,tg\,4^0\,40' = 0{,}00711;\quad \varrho_1 = 0^0\,24'\,30''$$

$$cos\,\gamma = \frac{cos\,4^0\,40'}{cos\,0^0\,24'\,30''} = 0{,}9967;\quad \gamma = 4^0\,39'$$

und

$$cos\,\varepsilon = cos\,4^0\,39'\,cos\,1^0\,34'\,30'' = 0{,}9963;\quad \varepsilon = 4^0\,54'\,30''.$$

Hieraus folgt

$$P = 2\,W\,tg\,1^0\,34'\,30'' = 0{,}055\,W,$$

$$R = \frac{W}{cos\,4^0\,54'\,30''} = 1{,}0037\,W$$

und

$$S = 2\,R\,sin\,4^0\,39' = 0{,}163\,W.$$

In diesem letzteren Falle nähert sich also die auf den Rücken des Keils auszuübende Druckkraft $P = 0{,}055\,W$ derjenigen $P_0 = 2\,W\,tg\,\alpha = 0{,}04\,W$, welche einer reibungslosen Bewegung entspricht, ohne indessen jemals bis zu diesem geringen Betrage herabzusinken.

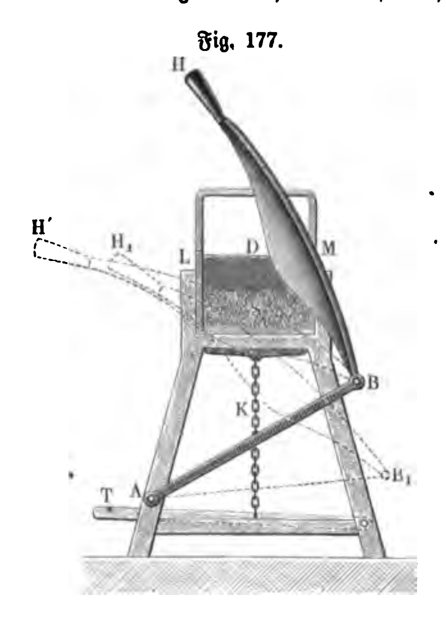
Um auch die verhältnißmäßige Arbeit zu beurtheilen, sei vorausgesetzt, daß der Keil senkrecht zu seiner Schneide um eine Längeneinheit (etwa 1 cm) in das Material eindringe, alsdann ist eine Arbeit zu verrichten:

1. bei dem geraden Schnitt $A = P\,.\,1 = 0{,}204\,W$;
2. bei dem gezogenen Schnitt für $\beta = 45^0$:
   $$A = P\,.\,1 + S\,.\,1 = (0{,}156 + 0{,}116)\,W = 0{,}272\,W;$$
3. bei dem gezogenen Schnitt für $\beta = 85^0$:
   $$A = P\,.\,1 + S\,.\,tg\,85^0 = (0{,}055 + 0{,}163\,.\,11{,}43)\,W = 1{,}912\,W.$$

Hieraus erkennt man die beträchtliche Vergrößerung der zum Schneiden erforderlichen Arbeit, welche mit dem gezogenen Schnitte verbunden ist, weswegen es sich empfiehlt, denselben nur da anzuwenden, wo die geringe Widerstandsfähigkeit des Materials gegen Abbrechen oder Umknicken eine Verringerung der auf den Rücken des Keils wirkenden Kraft nöthig macht, also z. B. Schneiden von Kork oder von Grashalmen. Bei der Verarbeitung von Metallen und harten Hölzern dagegen empfiehlt sich der gerade Schnitt.

§. 55. **Häckselmaschinen.** Diese in der Landwirthschaft zum Futterschneiden gebrauchten Maschinen bewirken das Zerschneiden des Strohs in mehr oder minder lange Stückchen in wesentlich derselben Art, wie dies durch Handarbeit mit der bekannten einfachen Häckselade oder dem Schrotstuhl geschieht. Von der Wirkungsweise einer solchen Häckselade giebt Fig. 177 ein Bild. Das in der eigentlichen Lade L, einem aus Brettern gebildeten, im Querschnitte rechteckigen Canale, zugeführte Stroh S wird von dem dicht vor dem Mundstücke dieses Canals niedergehenden Messer M durchschnitten, worauf, nachdem das Messer wieder emporbewegt ist, das Stroh durch die Hand des Arbeiters um die Länge des zu schneidenden Häcksels vorwärts bewegt wird, bevor das Messer bei dem darauf folgenden Niedergange einen zweiten Schnitt vollführt. Ein auf dem Stroh befindlicher Deckel D wird während des Schneidens durch den Fuß des Arbeiters vermöge des Trittschemels T und mittelst einer Kette K kräftig auf das Stroh niedergezogen, um dasselbe in der für die Erzielung eines reinen Schnittes erforderlichen Art fest zusammenzuschließen. Das Vorschieben des Strohs nach jedesmaligem Schnitt geschieht durch eine einfache, mit mehreren scharfen Zinken versehene Gabel von der linken Hand des Arbeiters, dessen rechte Hand den Messerhebel (die Futterklinge) bewegt.

Fig. 177.



Gegenüber der älteren Bauart dieser Maschinen, bei welchen der Messerhebel um einen festen an dem Ladengestell angebrachten Drehpunkt schwingt, zeigt die Figur eine Verbesserung, welche durch die Anordnung des beweg-

lichen Stützpunktes B erzielt wird. Da hierbei nämlich der Drehpunkt B des Messerhebels an dem um den festen Punkt A schwingenden Lenker AB befindlich ist, so wird bei der niedergehenden Bewegung der Schneide desselben gleichzeitig eine ziehende Bewegung ertheilt. Man erkennt dies aus der Figur, in welcher BB_1 den Weg des Stützpunktes für den Schneidhebel angiebt, und $H'B$ die Lage andeutet, in welche der Schneidhebel bei einem festen Stützpunkte in B gerathen würde, während seine wirkliche Endstellung durch H_1B_1 dargestellt wird, so daß eine Verschiebung der Schneide in ihrer Richtung ungefähr um den Betrag $H'H_1$ stattfindet. Der Einfluß einer solchen ziehenden Bewegung der Schneide wurde im vorhergehenden Paragraphen besprochen, und um die Vortheile des sogenannten gezogenen Schnittes in noch höherem Maße zu erlangen, wendet man meistens eine gekrümmte Schneide, entweder gewölbt, wie in der Figur, oder auch wohl hohl von der Form einer Sense an. Durch diese Mittel erzielt man die eigentlich schneidende Wirkung, während die ältere Bauart des geraden, um einen festen Punkt drehbaren Messers mehr zu einem Abhacken als zu einem Schneiden Veranlassung giebt. Man hat daher bei allen Häckselmaschinen auf die Erzielung des gezogenen Schnittes immer einen besonderen Werth gelegt.

Die verschiedenen Häckselmaschinen unterscheiden sich dem Wesen nach von einander vorzugsweise in der Form und Bewegungsart der in ihnen zur Verwendung gebrachten Messer; von mehr untergeordneter Bedeutung sind dagegen die Unterschiede, welche sie in anderen Punkten, z. B. in der Art der Zuführung des Strohs und der Veränderung der Häcksellänge erkennen lassen.

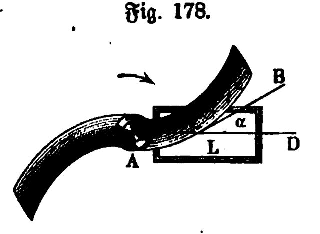
Was zunächst die bei Häckselmaschinen angewandten Messer anbetrifft, so sind schwingende Hebelmesser nach Art der Handmesser in Fig. 177 kaum jemals zu einer nennenswerthen Anwendung gekommen; die meisten der in der Landwirthschaft gebrauchten und bewährten Häckselmaschinen arbeiten vielmehr mit Messern, welche, an einer umlaufenden Axe befestigt, an deren stetiger Umdrehung theilnehmen. Außer diesen hat man auch solche Maschinen mehrfach ausgeführt und in befriedigender Weise betrieben, bei denen das Messer in geradliniger Bahn durch ein Kurbelgetriebe auf und nieder bewegt wird; diese Art von Maschinen ist jedoch weniger verbreitet, als diejenige mit umlaufenden Messern.

Man kann die Maschinen mit rotirenden Messern hauptsächlich in zwei Gruppen theilen, je nachdem die Messer in einer zur Triebaxe senkrechten Ebene umlaufen oder je nachdem sie in der Oberfläche einer auf der Triebaxe angebrachten Trommel befindlich sind. Von allen Häckselmaschinen sind diejenigen der ersteren Art mit Messern von ebener Form und Bewegung die verbreitetsten, was neben der guten Wirkung dieser

Maschinen hauptsächlich der verhältnißmäßig einfachen Bauart derselben und der Leichtigkeit zuzuschreiben ist, mit welcher der gute Zustand hierbei dauernd erhalten werden kann.

§. 56. **Der Schneidapparat.** Die Maschinen mit in einer Ebene umlaufenden Messern, nach ihrem Erfinder auch wohl Lester'sche Maschinen genannt, erhalten als schneidende Werkzeuge zwei oder mehrere ebene Stahlmesser, die mit einem auf der Triebwelle befindlichen Schwungrade fest verbunden sind, so daß sie an der Umdrehung des Schwungrades unmittelbar theilnehmen. Die Triebaxe A, Fig. 178, ist hierbei in der Regel seitwärts neben der das Stroh zuführenden Lade L gelagert, so daß jedes der an den Armen des Schwungrades angebrachten Messer bei einer Umdrehung der Axe einen Schnitt durch das Stroh machen muß; man erhält daher die Anzahl der Schnitte in der Minute gleich nz, wenn z die Anzahl der Messer bedeutet und die Welle in der Minute n Umdrehungen vollführt. Maschinen, die durch Dampfkraft oder Göpelwerke betrieben werden, erhalten in der Regel drei bis vier Messer, während man den kleineren durch Hand betriebenen Maschinen meistens nur zwei, zuweilen auch nur ein Messer zu geben pflegt.

Fig. 178.

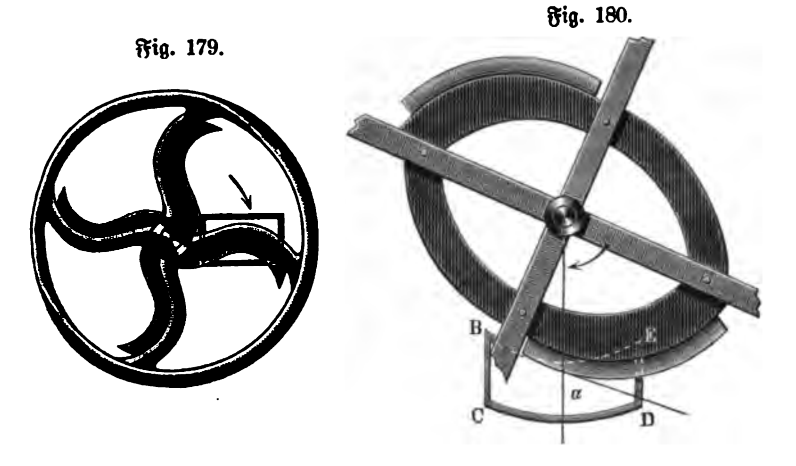


Die Messer werden aus den schon angeführten Gründen niemals gerade, sondern immer in gekrümmter Gestalt angewendet, und zwar pflegt man die Schneide meistens convex, wie in Fig. 178, zu machen, aus dem Grunde, weil eine convexe Schneide sich leichter schärfen läßt, als eine concave oder eine nach Fig. 179 gebildete, wie sie auch zuweilen zur Anwendung kommt. Die Axe A des Schwungrades legt man gemeiniglich in gleiche Höhe mit der Mitte des Mundstückes, Fig. 178 und 179, und nur ganz ausnahmsweise ist eine Anordnung nach Fig. 180 versucht worden, wobei die Axe A mitten über die Strohzuführung gelegt ist, und wobei man das Mundstück $BCDE$ ober- und unterhalb durch zur Axe concentrische Kreisbögen begrenzt hat. Bei dieser letzteren, von Lomax herrührenden Anordnung schneiden die nach einem Viertelkreisbogen geformten Messer anfänglich von oben nach unten und darauf von unten nach oben, eine Wirkungsweise, welche aus der gewählten Lage der Axe folgt, und welche bei keiner anderen Maschine sich wiederfindet [1]). Der Winkel $BCD = \alpha$, Fig. 178, welchen die Curve der Schneide mit der von der Mitte des Mundstückes nach der

[1]) Hamm, Die landwirthschaftl. Geräthe u. Maschinen Englands.

Axe gezogenen Geraden bildet, schwankt bei den gewöhnlichen Maschinen etwa zwischen 30 und 45 Grad, unter Umständen wird er noch beträchtlich größer, wie z. B. bei einer von Hamm angeführten Maschine von Smith & Co. der Fall ist. Da mit der Größe dieses Winkels die ziehende Bewegung der Schneide wächst und der zum Durchschneiden senkrecht zur Schneide erforderliche Rückendruck nach dem Früheren abnimmt, so erklärt sich hieraus die von Hamm angeführte Fähigkeit der Maschine von Smith, wonach dieselbe dickere Holzstengel bis zur Stärke eines Besenstiels ohne Beschädigung der Messer durchzuschneiden vermag, so daß eine derartige

Fig. 179. Fig. 180.



Construction sich für das Verarbeiten stärkeren Materials, wie Ginster u. s. w., besonders eignet.

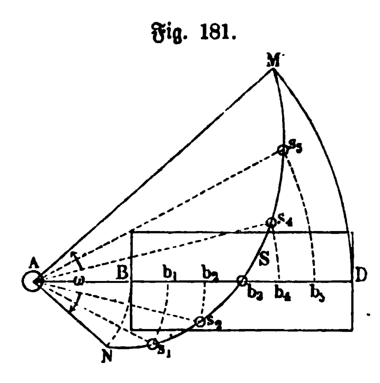
In Bezug auf die Form, welche man den Schneiden der Häckselmaschinen passend zu geben habe, sind verschiedene Vorschriften bekannt geworden. Damit der erwähnte Winkel α für alle verschiedenen Stellungen des Messers dieselbe Größe habe, soll man nach Perels[1]) die Form einer logarithmischen Spirale für die Schneide wählen, welche Curve bekanntlich die geforderte Eigenschaft hat (s. §. 33). Dagegen ist von anderer Seite[2]) geltend gemacht worden, daß bei einer solchen Schneide gleichen Kreuzungswinkels, für welche die zum Durchschneiden erforderliche Kraft als nahezu constant anzusehen sein wird, das Moment dieser Kraft, also der zu überwindende Widerstand des Schneidens, im geraden Verhältnisse wie die Abstände der schneidenden Stelle von der Axe zunimmt, weswegen es

[1]) Handbuch z. Anlage u. Constr. landwirthschaftl. Maschinen u. Geräthe.

[2]) J. Hofmann, Verhandl. des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes. 1882

gerathener erscheine, die Schneide derart zu bestimmen, daß dieses **Moment des Widerstandes** möglichst dieselbe Größe behalte. Will man diese Bedingung festhalten, so gelangt man etwa zur Form einer archimedischen Spirale, wie man mit Hülfe der Fig. 181 ersieht. Denkt man sich hier etwa, daß der Winkel, durch welchen das Messer sich während eines Schnittes dreht, durch $MAN = \omega$ gegeben sei, und stellt man die Anforderung gleicher Arbeitsleistung für gleiche Zeiträume, so entspricht dieser Anforderung annähernd ein gleiches Fortschreiten der Schneide S in der horizontalen Richtung von B nach D, da man die Arbeit, welche zwischen zwei Stellungen der Schneide verrichtet wird, proportional mit dem Querschnitte des durchschnittenen Strohs wird annehmen können. Theilt man daher die Breite BD des Mundstücks in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, die Theilpunkte mögen $b_1 b_2 \ldots$ sein, und theilt man den Winkel MAN in eine ebenso große Anzahl gleicher Theile, so erhält man auf den theilenden Radien die Punkte $s_1 s_2 \ldots$ der gesuchten Schneide, wenn man die Durchschnitte dieser Radien mit den entsprechenden durch $b_1 b_2 \ldots$ concentrisch zu A gelegten Kreisen aufsucht. Diese Curve ist eine archimedische Spirale.

Fig. 181.



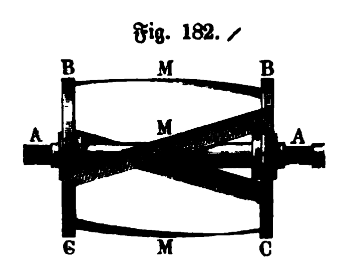
Von wesentlicher Bedeutung auf die gute Wirkung der Maschine wird aber die Festhaltung der in der einen oder anderen Weise bestimmten genauen Form der Schneiden nicht sein, denn die Gleichheit des Widerstandes, welche bei der Feststellung dieser Curven angestrebt wird, ist bei Häckselmaschinen doch niemals auch nur annähernd zu erreichen. So lange nämlich ein Messer vor dem Mundstücke sich befindet, ist der bedeutende Schneidewiderstand zu überwinden, während in der Zwischenzeit, welche bis zum Beginne des nächsten Schnittes vergeht, die ganze zu leistende Arbeit nur zu der Vorwärtsbewegung des Strohs und der Ueberwindung der Nebenhindernisse aufgewendet wird. Um diese Ungleichheiten nach Möglichkeit auszugleichen, ist die Anordnung eines hinreichend großen und schweren Schwungrades erforderlich, dessen Verhältnisse nicht nur von der Größe und Geschwindigkeit der Maschine, sondern vornehmlich von der Anzahl der Messer und von dem Verhältnisse abhängig sind, in welchem der Umdrehungswinkel während des eigentlichen Schneidens zu der ganzen Umdrehung steht. Man kann nach Perels das Verhältniß der Schnittdauer eines Messers zur ganzen Umdrehungszeit der Schwungradwelle bei Ma-

schinen mit zwei Messern etwa zwischen $1/_5$ und $1/_3$ annehmen. Die Anzahl der Messer pflegt man, wie bereits bemerkt wurde, in der Regel nicht größer als zwei oder drei zu nehmen, eine größere Anzahl würde entweder für den Schnitt zu wenig Zug zulassen, oder die Zeit unzulässig vermindern, welche zwischen zwei Schnitten für den Vorschub des Strohs übrig bleibt. Bei Handmaschinen wendet man oft sogar nur ein Messer an, in welchem Falle man die Kurbel für den Arbeiter so anbringen kann, daß der Widerstand des Schneidens mit derjenigen Bewegung der Kurbel zusammenfällt, in welcher der Arbeiter seine größte Leistung auszuüben vermag, d. h. während welcher der Arbeiter die Kurbel an sich zieht und niederdrückt, wobei das Eigengewicht des Arbeiters theilweise zur Mitwirkung kommt.

Die Messer werden durch Schrauben so an den Armen des Schwungrades befestigt, daß ihre Schneiden genau in einer senkrechten Ebene liegen und bei dem Passiren des Mundstückes dicht an dem stählernen Schneidrahmen vorübergleiten, mit welchem das Mundstück versehen ist. In Folge dieses dichten Anstreifens an diesem Rahmen wird ein möglichst scharfer und reiner Schnitt erzeugt, welcher einen geringeren Widerstand im Gefolge hat, als wenn das Schneiden bei größerem Abstande mehr auf eine rupfende Wirkung hinausläuft.

Bei den Maschinen mit einem trommelförmigen Schneidapparate sind die Messer *M*, Fig. 182, in Gestalt schraubenförmig gewundener Schienen auf zwei Scheiben *BC* befestigt, so daß der Schneidapparat die Form einer durchbrochenen Trommel annimmt. Diese Messer bewegen sich auch hier dicht an einem geraden festen Gegenmesser vorbei, welches, in dem Gestelle parallel zur Trommelaxe befestigt, den Boden des Mundstückes bildet. Die schwierige Herstellung solcher Messer ist die Ursache, warum die Neigung der schraubenförmigen Schneiden derselben gegen die Axe in der Regel nur gering, meistens nicht größer als zu 18 Grad angenommen wird, und hiermit steht es wieder im Zusammenhange, daß die Wirkung dieser Messer wegen des geringeren Zuges weniger vortheilhaft ist, als die der vorbesprochenen ebenen Messer. Hierzu gesellt sich der Nachtheil, daß die Messer nur in einem Punkte, nämlich in der Mitte des Mundstücks, genau senkrecht zur Richtung des Strohs bewegt werden, während in allen übrigen Punkten die Bewegung der Messer in gewissem Grade geneigt dagegen ist, ein Uebelstand, welcher indessen im Hinblick auf die zum Durchmesser der Trommel nur geringe Höhe der Strohzuführung nicht von so erheblichem

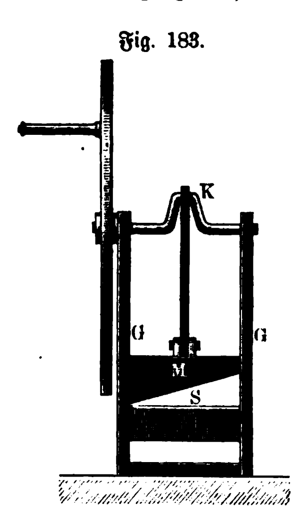
Fig. 182.



Einflusse auf die Schneidwirkung sein dürfte, wie zuweilen behauptet wird. Dagegen fällt die Schwierigkeit der Herstellung und guten Erhaltung dieser Messer so wesentlich ins Gewicht, daß, wie schon bemerkt, Maschinen mit trommelförmigem Schneidapparate nur wenig Anwendung finden.

Dasselbe gilt auch von den sogenannten Guillotinenmaschinen, bei denen nach Fig. 183 das in einem Rahmen angebrachte Messer *M* durch die Lenkerstange einer Kurbel *K* senkrecht auf und nieder bewegt wird. Der Messerrahmen muß hierbei zur Erzielung eines guten Schnittes genau in den Führungen des Gestelles *G* geleitet werden, so daß die Schneide stets dicht an dem das Mundstück einfassenden Stahlrahmen *S* vorübergeht. Um dieser Bedingung auch bei eintretender Abnutzung des Messers und der Führungen zu genügen, hat man meistens die Einrichtung so getroffen, daß der besagte Schneidrahmen einer entsprechenden geringen Verstellung gegen das Messer durch Schrauben befähigt ist. Anstatt der Führung des Messerrahmens zwischen Gleitschienen hat man auch eine solche durch Lenker angeordnet, indem zwei Zapfen des Messerrahmens zu beiden Seiten an wagerechte Hebel angeschlossen sind, die um hinterhalb gelegene Bolzen sich drehen, so daß sie dem Messer eine bogenförmige Bewegung vorschreiben.

Fig. 183.



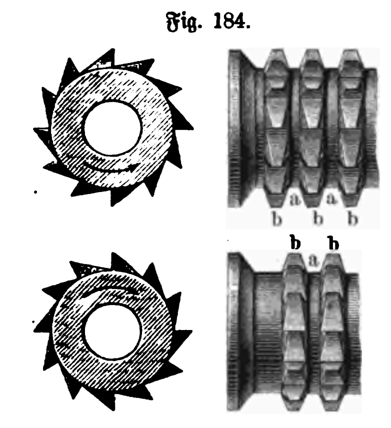
Das Messer wird bei diesen Maschinen theils mit wagerechter, theils mit schräger Schneide, wie Fig. 183 andeutet, ausgeführt, der Einfluß einer solchen Schrägstellung wurde bereits oben angegeben. Das Messer schneidet fast immer nur bei dem Niedergehen, doch hat es auch nicht an Versuchen gefehlt, dem Messer sowohl ober= wie unterhalb eine Schneide zu geben, so daß bei einer Kurbelumdrehung zwei Schnitte gemacht werden. Die Anordnung eines in wagerechter Ebene bewegten Guillotinenmessers, welche ebenfalls versucht worden ist, dürfte eine größere Verbreitung nicht gefunden haben.

Man hat auch sonst den Schneidapparat in mannigfach anderer Art ausgeführt, so z. B. hat man zwei horizontal neben einander liegende Walzen angewendet, welche beide mit entgegengesetzt schraubenförmig gewundenen Messern versehen waren, derart, daß bei der Umdrehung beider Walzen durch ein Zahnräderpaar die Schneiden der einen Walze an denen der anderen entlang gleiten, wodurch eine gewisse Scherwirkung hervorgebracht wird. Auch hat man eine in ihrer Oberfläche mit axial gestellten hervorragenden Messern versehene Walze gegen eine andere parallele glatte Walze aus Holz

gehen lassen. Bei derartigen Anordnungen konnte man einen besonderen Zuführungsapparat des Strohs entbehren, indem die beiden Walzen bei ihrer Umdrehung das Einziehen des Strohs selbst bewirkten; die Länge des entstehenden Häckfels ist dabei natürlich durch die Entfernung der Schneiden im Umfange der Walzen bestimmt, und eine Veränderung dieser Länge daher nur durch Einlegen anderer Walzen zu erreichen.

Vorschub des Strohs. Die zur gehörigen Vorschiebung des Strohs dienende Vorrichtung besteht bei den Häckfelmaschinen heute fast allgemein aus einem Paare horizontaler Walzen, welche, unmittelbar hinter dem Mundstücke gelagert, das zwischen ihnen zusammengepreßte Stroh vorwärts bewegen, sobald sie in entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Die vergleichsweise Einfachheit dieser Vorrichtung, verbunden mit der Sicherheit ihrer Wirkung, hat andere Vorschubeinrichtungen, wie z. B. endlose Zuführtücher, schwingende Gabeln oder Rechen u. s. w., großentheils verdrängt. Während man die Zuführungswalzen ursprünglich mit Längenfurchen oder Cannellirungen versah, ist man jetzt meistens zur Anwendung gezahnter Walzen, Fig. 184, übergegangen, weil dieselben sich sicherer in ihrer Wirkung erwiesen haben. Diese aus einzelnen auf die Axen geschobenen Scheiben gebildeten Walzen sind abwechselnd mit glatten, ringförmigen Nuthen *a* und hervorragenden gezackten Ringen *b* versehen, und so zu einander gestellt, daß die Zacken der unteren Walze den Nuthen der oberen gegenüberstehen. Durch Gewichte wird die obere Walze mit bestimmtem Drucke niedergezogen, welche Einrichtung der oberen Walze ein gewisses Ausweichen gestattet, wie ein solches durch ungleiche Dicke der zugeführten Strohmasse bedingt wird.

Fig. 184.

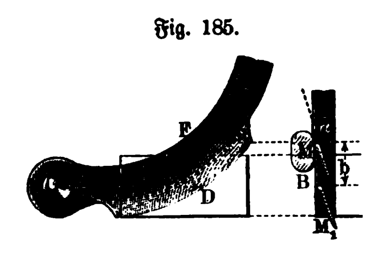


Die Zuführung des Strohs kann hauptsächlich eine zweifache sein, dieselbe wird entweder ununterbrochen oder sie wird absetzend bewirkt, so daß der Vorschub stets in der zwischen zwei auf einander folgenden Schnitten verstreichenden Zeit geschieht. Dieser ruckweise Vorschub, welcher auch bei der Handhabung der gewöhnlichen Handlade immer im Gebrauch ist, fand Anwendung bei den ersten Maschinen von Lester, die noch mit einem endlosen Zuführtuche arbeiteten, auf welchem das Stroh sich befand. Da hierbei das Zusammenpressen des Strohs durch einen besonderen, mit Hebel

und Daumen bewegten Preßdeckel vorgenommen wurde, so konnte die empor gerichtete Bewegung dieses Deckels nach geschehenem Schnitte dazu benutzt werden, eine Schaltklinke zu bewegen, welche die betreffende Walze des Zuführungstuches um einen gewissen Betrag herumdrehte. Später ist man, namentlich seit der Anwendung von Zuführwalzen, dazu übergegangen, die Zuführung ununterbrochen vorzunehmen, indem man die Walzen von der Messerwelle aus durch geeignete Zahnräder in stetige Bewegung setzte. Wenn auch diese Art der Zuführung durch die verhältnißmäßige Einfachheit der Anordnung sich auszeichnet, so leidet sie doch an einigen Uebelständen, welche veranlaßt haben, daß man in neuerer Zeit wieder mehrfach den absetzenden Vorschub angewendet hat.

Ein Uebelstand des ununterbrochenen Vorschubes, welcher in dem Wesen desselben begründet ist, entsteht daraus, daß das Stroh auch vorgeschoben und dadurch gegen das Messer gedrängt wird, während das letztere sich vor dem Mundstücke befindet. Um die Nachtheile dieses Umstandes zu umgehen, welche in einer starken Reibung des Messers und in weniger sicherem Vorschieben des Strohs bestehen, hat man den Messern eine derartig schräge Stellung zu geben, daß nicht die ganze Fläche des Messers, sondern nur seine Schneide dicht an dem Mundstücke vorüberschleift, und daß unmittelbar hinter der Schneide dem aus dem Mundstücke tretenden Stroh der genügende Raum dargeboten wird.

Fig. 185.



Wie die zu diesem Zwecke erforderliche Schrägstellung des Messers zu bemessen ist, läßt sich aus den jeweiligen Verhältnissen jederzeit leicht ermitteln. Wenn das Messer aus der Stellung M, Fig. 185, sich in die Lage M_1 bewegt hat, so muß seine Fläche bei B dem Stroh so weit ausweichen, wie dessen Vorschub während der Zeit beträgt, in der das Messer sich von M nach M_1, also um seine Breite b, bewegt hat. Betrachtet man einen Punkt D innerhalb des Mundstückes, dessen Entfernung von der Messerwelle C durch $CD = r$ ausgedrückt sein möge, und ist b die concentrisch zu C gemessene Breite des Messers und z die Anzahl der Messer, sowie n die Anzahl der Umdrehungen der Axe C, so bestimmt sich die Zeit eines Schnittes zu $t = \frac{60}{nz}$ Sec., und die Zeit, während welcher der Punkt F nach D gelangt, zu $t_1 = \frac{60}{n} \frac{b}{2\pi r}$.

Wenn daher die Länge des zu schneidenden Häcksels zu l gegeben ist, so berechnet sich der in Betracht kommende Vorschub des Strohs in der Zeit

t_1 zu $l\frac{t_1}{t}$. Demgemäß hat man dem Messer mindestens eine Neigung gegen die Ebene des Schnittes zu geben, welche durch $tg\,\alpha = \frac{l}{b}\frac{t_1}{t}$ bestimmt wird. Der hieraus sich ergebende Neigungswinkel nimmt seinen größten Werth in dem innersten Punkte J des Mundstückes an, für welchen der Abstand r von der Axe den kleinsten Werth hat; man wird, um die Messer nicht windschief machen zu müssen, diesen Werth für den Neigungswinkel an allen übrigen Stellen ebenfalls wählen, und man wird bei der Ermittelung des Winkels α die größte zu erzielende Häcksellänge zu Grunde zu legen haben.

Setzt man z. B. voraus, daß eine zweimesserige Maschine in der Minute 120 Umdrehungen, also 240 Schnitte mache, so hat man die Zeit eines Schnittes $t = \frac{60}{2.120} = 0{,}25$ Sec. Steht nun die innerste Kante des Mundstückes um $r = 0{,}120$ m von der Axe ab, und hat das Messer, an dieser Stelle in der Richtung des Umfangs gemessen, eine Breite gleich 100 mm, so beträgt die Zeit des Vorüberganges der Klinge an einem Punkte des Mundstückes an dieser Stelle

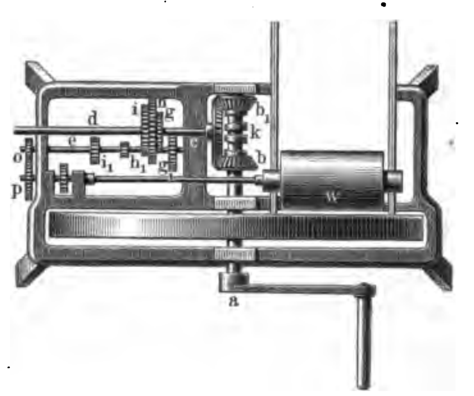
$$t_1 = \frac{60}{120}\,\frac{100}{2.120.3{,}14} = 0{,}066 \text{ Sec.},$$

und es ergiebt sich daher der Vorschub des Strohs während dieser Zeit bei dem Schneiden des längsten gebräuchlichen Häcksels von 30 mm Länge zu $30\,\frac{0{,}066}{0{,}25} = 8$ mm. Man hätte demnach der Messerklinge eine Neigung gegen die Ebene der Bewegung zu geben, die durch $tg\,\alpha = \frac{8}{100}$ zu $\alpha = 4^0\,40'$ bestimmt ist. Dieses Beispiel läßt erkennen, daß man bei der Erzeugung von eigentlichem Häcksel immer in der Schrägstellung der Messer ein auskömmliches Mittel hat, um den gedachten Uebelstand eines ununterbrochenen Vorschubes zu vermeiden, daß dies aber nicht mehr möglich erscheint, sobald die Länge l des Erzeugnisses eine beträchtlichere ist, wie es z. B. der Fall bei dem Schneiden des Strohs zu Streu sein wird, wo diese Länge 0,15 m und mehr beträgt. In solchem Falle wird man den Vorschub ruckweise vornehmen müssen. Dasselbe gilt auch für die Maschinen mit hin- und hergehendem Messer nach der Art der Fig. 183, sobald das Messer nur in der einen Richtung schneidet, da in solchem Falle bei ununterbrochenem Vorschube offenbar ein Gegenstoßen des Messerrückens gegen das hervorgetretene Stroh stattfinden würde.

Ein anderer Uebelstand der unausgesetzten Vorschiebung wird veranlaßt durch die an alle Häckselmaschinen zu stellende Bedingung, daß mit denselben

jederzeit nach Belieben längeres oder kürzeres Futter geschnitten werden kann, wie dasselbe erfahrungsgemäß für verschiedene Thiere am vortheilhaftesten verwendet wird. In dieser Beziehung unterscheidet der Landwirth in der Regel vier verschiedene Sorten Häcksel in den etwaigen Längen von 8 mm für Schafe, 15 mm für Pferde, 22 und 29 mm für Rinder; außerdem werden die Häckselmaschinen auch meistens zum Schneiden der Streu in Längen von 60 bis 150 mm verwendet. Wenn man nun zur Erzielung eines unausgesetzten Vorschubes die Vorschubwalzen von der Messerwelle aus durch Zahnräder gleichmäßig bewegt, so ist es nöthig, zur Veränderung der Häcksellänge das Umsetzungsverhältniß der Zahnräder zu ändern, wozu eine Auswechselung gewisser Zahnräder nöthig ist. Diese Anordnung entbehrt der genügenden Einfachheit, welche insbesondere bei allen landwirthschaftlichen Maschinen von hervorragender Bedeutung ist, und aus diesem Grunde sind, wie schon erwähnt, neuerdings Vorschubeinrichtungen für absetzenden Betrieb und zwar derart in Anwendung gebracht worden, daß die gewünschte Veränderung der Häcksellänge jederzeit in einfachster Art durch Verstellung eines Maschinentheils vorgenommen werden kann. Im Folgenden mögen einige der hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Mittel zum Vorschieben angeführt werden.

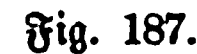

Fig. 186.



Die Art der Vorschiebung durch auswechselbare Zahnräder zeigt Fig. 186. Von der die Messer tragenden Schwungradwelle a wird durch die Kegelräder b und c die Drehung auf eine Hülfswelle d übertragen, welche die Bewegung einer zweiten Hülfswelle e vermittelst der Räderpaare $g g_1$, $h h_1$ oder $i i_1$ mittheilt, je nachdem man durch Verschiebung der aus einem Stücke bestehenden Räder $g h i$ den Eingriff zwischen g und g_1 oder h und h_1 oder i und i_1 herstellt. Die Zahnräder o und p, wovon p auf der Axe der einen Vorschubwalze w sitzt, vermitteln die Drehung der letzteren, welche ihrerseits die andere Walze durch ein Paar gleicher Zahnräder in der gewöhnlichen Art bewegt. Offenbar verhalten sich die drei durch diese Anordnung erzeugbaren Häcksellängen wie die Umsetzungsverhält-

nisse der drei Räderpaare $\frac{g}{g_1}$, $\frac{h}{h_1}$ und $\frac{i}{i_1}$. Sollte eine noch weitere Veränderung des Vorschubes erfordert werden, so ließe sich dieselbe durch Austauschen der Räder o und p durch entsprechend andere erreichen. Man bemerkt auf der Schwungradwelle a zwei Kegelräder b und b_1, welche gleichzeitig in das größere Rad eingreifen. Diese Anordnung eines Wendegetriebes ist zu dem Zwecke gewählt, um, wenn erforderlich, eine Rückwärtsdrehung der Walzen vornehmen zu können, was unter Umständen bei einer eintretenden Verstopfung der Zuführung nöthig werden kann. Man hat zu dem Ende nur die auf der Schwungradwelle auf einer Feder verschiebbare Kuppelungsmuffe k nach der einen oder anderen Seite hin zu rücken, so daß diese Muffe mittelst der an ihr befindlichen Zähne ein Mitnehmen des betreffenden lose auf der Welle a drehbaren Kegelrades b oder b_1 bewirkt.

Die Absicht, die Anzahl der zum Vorschube erforderlichen Räder zu vermindern, war die Veranlassung zu der Anwendung von Scheibenrädern, wie sie durch Fig. 187 ersichtlich gemacht ist[1]). Die Axe der einen Vorschubwalze ist hier mit einem Rade A versehen, welches auf seiner ebenen Fläche mit drei oder mehreren concentrischen Zahnreihen a_1, a_2, a_3 besetzt ist. Demgemäß trägt die Schwungradwelle B ein auf einer Feder verschiebliches Getriebe b, welches mit jedem dieser Zahnringe in Eingriff gebracht werden kann, so daß der Vorschubwalze dadurch die veränderliche Winkelgeschwindigkeit ertheilt wird. Es ist leicht ersichtlich, daß diese Anordnung nicht gestattet, dem Getriebe b und den Zahnringen a die zu einer guten Kraftübertragung erforderliche conische Form zu geben, vielmehr ist die Verschiebung des Rades b nur möglich, wenn dasselbe eine cylindrische Gestalt erhält. Hieraus ergiebt sich ein gewisser Mangel der Bewegungsübertragung zwischen den gedachten Rädern, ein Uebelstand, welcher indeß bei der Geringfügigkeit der übertragenen Kraft und bei der Langsamkeit der Bewegung nicht in dem Maße in Betracht kommt, daß man sich zur Erzielung eines richtigen Zahneingriffs veranlaßt sähe, anstatt eines Getriebes b drei verschiedene von conischer Form anzuwenden, für welche dann den Zahn-


Fig. 187.

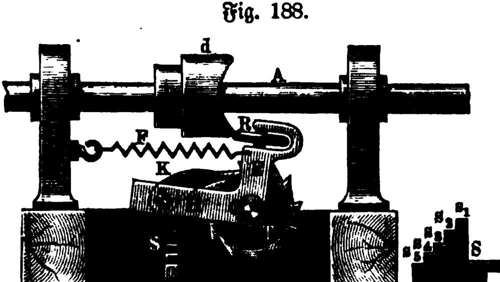


1) D. R.-P. Nr. 10 117.

ringen ebenfalls die richtige Kegelgestalt gegeben werden könnte; der erreichte Vortheil würde den Nachtheil der weniger einfachen Bauart nicht aufwiegen. Um auch hier eine Rückwärtsbewegung der Walzen zu ermöglichen, ist noch ein Getriebe b_1 angewandt, welches auf der entgegengesetzten Seite in einen der Zahnringe eingreift, und daher die umgekehrte Umdrehung hervorbringt, sobald man zuvor das Getriebe b in eine Lage zwischen den Zahnringen gebracht hat, wie sie dem Stillstande der Walzen entspricht.

Unter den Vorrichtungen zur Erzeugung eines absatzweisen Vorschubs zeichnet sich die von Bibdel herrührende Anordnung durch ihre Einfachheit aus. Hierbei ist auf die Schwungradwelle A, Fig. 188, eine Daumenscheibe D gesetzt, welche auf ihrer Stirn mit zwei diametral gegenüber stehenden Hervorragungen oder Daumen d versehen ist. Einem Winkelhebel HE, dessen mit einer Reibrolle R versehener einer Arm E stetig durch eine Feder F gegen diese Hervorragungen gedrückt wird, ertheilen diese daher bei der Umdrehung der Schwungradwelle eine schwingende Bewegung um die Axe C der Vorschubwalze, um welche der Hebel HE lose drehbar ist. Bei dieser schwingenden Bewegung des Winkelhebels schiebt die in dem wagerechten Arme H angebrachte Schiebeklinke K das Schaltrad T um einen oder mehrere Zähne fort, je nach dem Ausschlage des Hebels. Um diesen Ausschlag veränderlich zu machen, ist bei den Maschinen

Fig. 188.



von Gebr. Scheiter[1]) ein einfaches Mittel in Anwendung gebracht, nämlich der mit mehreren staffelförmigen Ansätzen s_1, s_2, s_3 ... versehene Schieber S, welcher so angebracht ist, daß der Winkelhebel HE mit dem Arme H sich auf eine dieser Staffeln stützt, so lange er nicht durch die Wirkung des Daumens davon entfernt wird. Es ist deutlich, wie vermöge dieser Einrichtung der Ausschlag des Winkelhebels um so größer ausfällt, je niedriger die Stufe s ist, bis zu welcher sich der Hebelarm unter dem Zuge der Feder F zurückziehen kann.

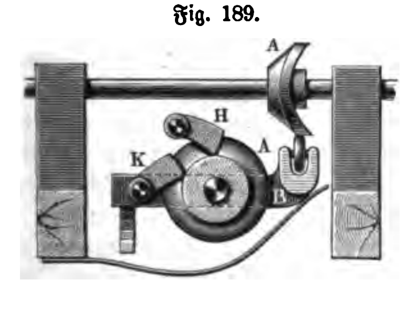
Dieselbe Anordnung ist auch in der Weise abgeändert worden, daß anstatt des mit Schaltzähnen versehenen Rades eine glattrandige Scheibe A,

---

[1]) D. R.-P. Nr. 11875. Verhandl. d. Vereins zur Bef. d. Gewerbfl. 1882, S. 138.

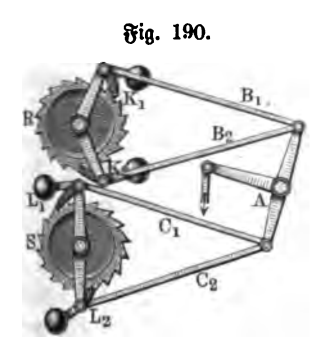
Fig. 189, angewandt ist, gegen deren mit einer ringsum laufenden Nuthe versehenen Umfang sich die durch Reibung wirkende Schaltklinke K legt. Auf diese Weise wird unter Vermeidung der Schaltzähne ein geräuschloser Gang erzielt und die Möglichkeit gegeben, die Schaltung in beliebigem Betrage vorzunehmen, während bei der Anwendung von Schaltzähnen die Vorschiebung natürlich nur sprungweise um je eine Zahntheilung veränderlich gemacht werden kann. Die Klinke H dient als Klemmgesperre, um einen unbeabsichtigten Rückgang der Walze bei dem Rückwärtsschwingen des Hebels B zu verhüten. Der bei dieser Vorschiebevorrichtung angewandte Daumen muß natürlich so viel Hervorragungen erhalten, wie die Zahl der Messer ist, er ist zweischlägig bei den gewöhnlichen Zweimessermaschinen.

Fig. 189.



Anstatt der Daumen hat man auch eine auf der Messerwelle angebrachte Kurbel zur Bewegung der Schaltklinken benutzt. Hierbei ist zu bemerken, daß, wenn eine solche Kurbel auf der Schwungradwelle einer Zweimessermaschine angeordnet wird, durch dieselbe zweimal ein Schalten bewirkt werden muß, zu welchem Zwecke man Doppelklinken in Anwendung gebracht hat. In Fig. 190 ist eine solche Anordnung angedeutet, und zwar wird hierbei jede der beiden Vorschubwalzen durch ein Schaltwerk in Umdrehung gesetzt, um vermöge dieser Einrichtung auch die Zahnräder zu vermeiden, welche zwischen den beiden Walzen die Bewegung übertragen müssen, so lange man durch das Schaltwerk unmittelbar nur die eine Walze in Umdrehung setzt, wie dies bei den bisher besprochenen Vorrichtungen der Fall ist. Von einer Kurbel der Messerwelle wird dem Winkelhebel A eine schwingende Bewegung ertheilt, vermöge deren er durch die Schubstangen $B_1 B_2$ und $C_1 C_2$ die Klinken K und L bewegt, welche den beiden Schalträdern R und S auf den Vorschiebewalzen die erforderliche Umdrehung ertheilen. Es ist aus der Figur ersichtlich, daß von den beiden Klinken jedes Rades die eine beim Hingange und die andere beim Rückschwingen des Hebels zur Wirkung kommt, so daß mit jeder Umdrehung der

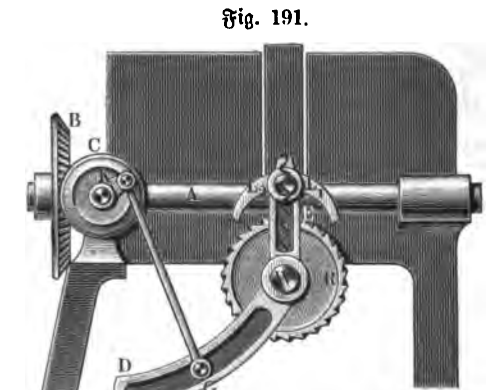
Fig. 190.



die Kurbel tragenden Schwungradwelle ein zweimaliger Vorschub erzielt wird, wie er für Zweimessermaschinen erfordert wird. Um bei dieser Anordnung den Vorschub zur Erzeugung verschiedener Häckselängen verändern zu können, ist die den Hebel A antreibende Kurbel mit einem Schlitze versehen, in welchem der Kurbelzapfen entsprechend verstellt werden kann.

In welcher Art bei den Maschinen von Lanz in Mannheim[1]) die Bewegung der Speisewalzen erzielt wird, ist durch Fig. 191 verdeutlicht. Die von der Schwungradwelle A durch die Kegelräder B und C bewegte Kurbel K setzt hierbei den Coulissenhebel DE in Schwingung, welcher sich lose um die Axe W der unteren Zuführwalze bewegt. Auf dieser Walze ist ein doppeltes Schaltrad R mit nach beiden Seiten hin gerichteten Zähnen befestigt, in welche Zähne die Klinke L_1 oder L_2 eingreifen kann, sobald man diese Klinke aus der gezeichneten mittleren Lage, in welcher eine Schaltung nicht stattfindet, nach der einen oder anderen Seite umlegt. Eine an dem Hebelarme E angebrachte Schraubenfeder sorgt alsdann für den gehörigen Eingriff der Klinke in den betreffenden Schaltkranz. Die Verstellung des Schubstangenangriffs G in dem Schlitze des Hebels D ermöglicht eine Veränderung in der Länge des zu schneidenden Häcksels.

Fig. 191.

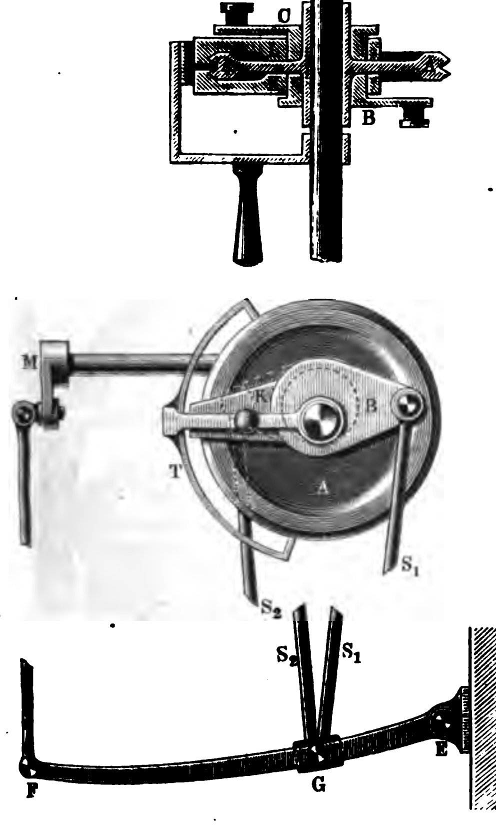


Es möge hier noch ein zur Bewegung der Speisewalzen dienendes Reibungsschaltwerk angeführt werden, welches in Fig. 192 dargestellt ist[2]). Bei demselben ist auf der unteren Vorschubwalze die glattrandige Scheibe A befestigt, auf deren Nabe beiderseits die Hebel B und C lose drehbar befindlich sind. Diese durch die Schubstangen S_1 S_2 von der Schwinge EF aus bewegten Hebel sind in ihren Naben zu excentrischen Scheiben ausgebildet, auf denen die Schaltklingen K und L lose drehbar stecken. Wird nun durch die Kurbel M die Schwinge EF emporgezogen, so daß B nach links und C nach rechts gedreht wird, so wird L sich fest gegen die Scheibe A legen, so daß die letztere durch Reibung mitgenommen wird, während die andere Klinke K sich von der Scheibe A ablöst und erst bei der entgegengesetzten Bewegung des Hebels EF an die Scheibe A angepreßt wird, wodurch nun

[1]) D. R.-P. Nr. 16324. [2]) D. R.-P. Nr. 1779.

die letztere von der Klinke K mitgenommen wird. Die Veränderung des Hubes wird hierbei durch eine entsprechende Verschiebung des Gleitstückes G auf dem Hebel EF bewirkt. Will man die Bewegung der Speisewalzen hierbei umkehren, so hat man nur nöthig, den Stellbogen T um eine halbe Umdrehung herumzulegen, wodurch die Klinken auf die entgegengesetzte Seite zu liegen kommen, und daher in entgegengesetztem Sinne wirksam werden.

Fig. 192

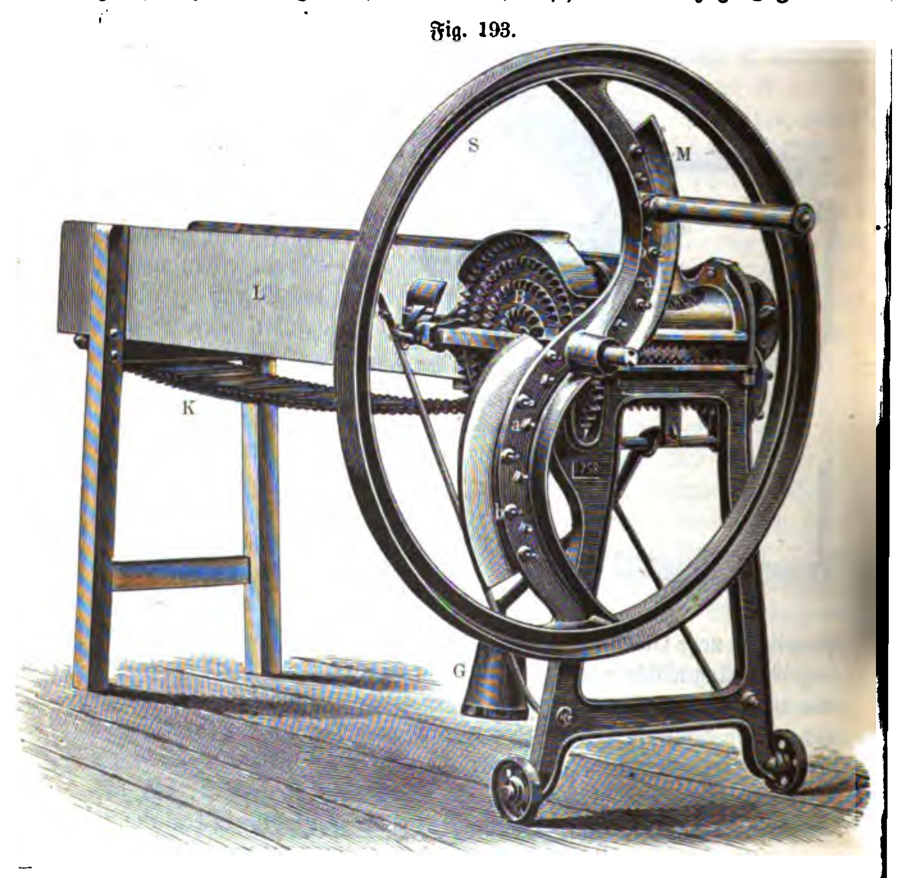


Bei dem Betriebe von Häckselmaschinen kommen sehr häufig Verletzungen der Arbeiter durch die Messer vor, und es liegt namentlich bei den Maschinen mit Walzenvorschub die Gefahr nahe, daß die Hand des Arbeiters, für den Fall, daß derselbe einem Mangel der Zuführung abhelfen will, von den Walzen erfaßt und in das Bereich der Messer geführt wird. Zahlreiche Sicherheitsvorrichtungen gegen derartige Unfälle sind zwar angegeben und ausgeführt worden, ohne daß indessen durch dieselben eine gründliche Abhülfe erzielt worden wäre. Dieselben bestehen der Hauptsache nach sämmtlich in einer Abstellvorrichtung, durch welche im betreffenden Augenblicke eine Ausrückung und daher ein Stillstand der ganzen Maschine oder der Vorschubwalzen bewirkt wird. Wenn dabei diese Ausrückung von dem gefährdeten Arbeiter durch einen besonderen Handgriff oder Fußtritt hervorgerufen werden soll, so wird die beabsichtigte Sicherheit wohl nur selten erreicht werden. Es ist vielmehr zu fordern, daß derartige Sicherheitsvorrichtungen, wenn sie wirksam sein sollen, in dem Augen-

blicke der Gefahr ganz selbstständig und ohne Zuthun des betheiligten Arbeiters zur Wirkung kommen. Man hat dieses Ziel z. B. dadurch zu erreichen gesucht, daß unmittelbar vor und über den Zuführwalzen ein um einen Bolzen drehbarer Bügel gelagert wurde, gegen welchen der Arm des Arbeiters in dem erwähnten Zustande der Gefahr anstößt, wodurch eine Erhebung dieses Bügels und durch entsprechende Verbindungsglieder eine Ausrückung des Speiseapparates herbeigeführt wird. Alle derartigen Vorrichtungen leiden in der Regel an einem großen Mangel an Einfachheit, welcher ihre Verwendung nicht zweckmäßig erscheinen läßt, und welcher meistens die Ursache davon ist, daß sie in dem Augenblicke der Gefahr die erwarteten Dienste nicht leisten.

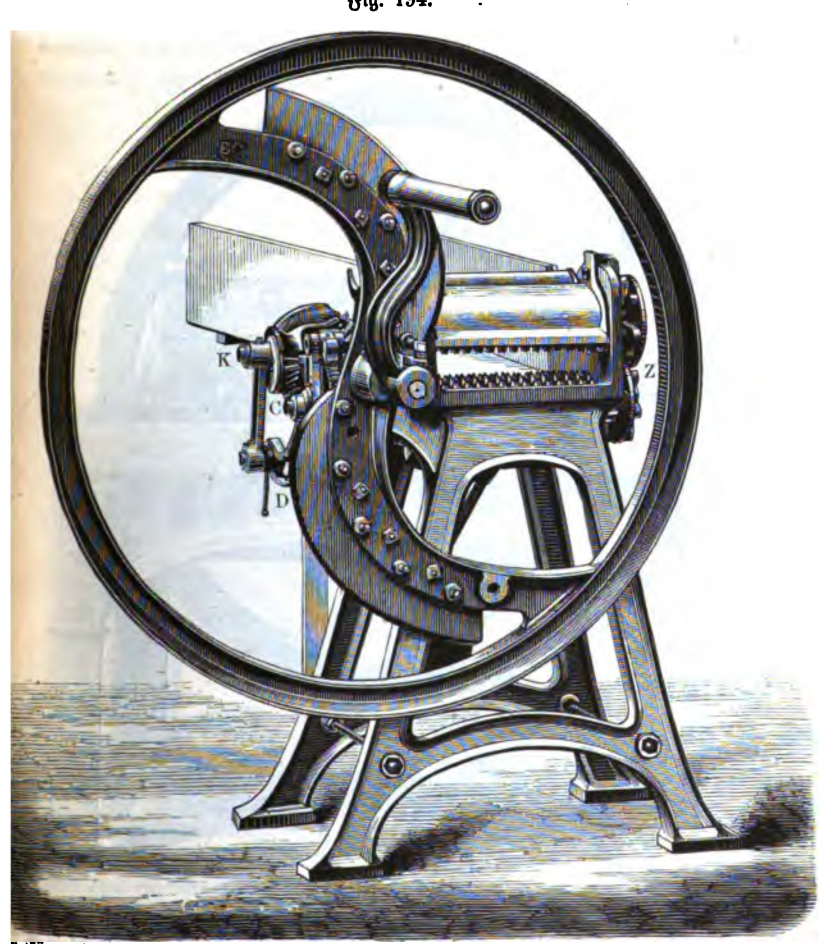
§. 58. **Ausgeführte Häckselmaschinen.** Eine kleine, für Handbetrieb eingerichtete zweimesserige Maschine der Lesser'schen Bauart zeigt Fig. 193.

Fig. 193.



Hierbei trägt das auf dem freien Ende der Triebwelle angebrachte Schwungrad *S* an seinen beiden Armen die krummen Messer *M*, welche durch die Schrauben *a* befestigt und durch die Stellschrauben *b* in gehöriger Art an das Gegenmesser herangestellt werden können. Die Bewegung der Vor-

Fig. 194.

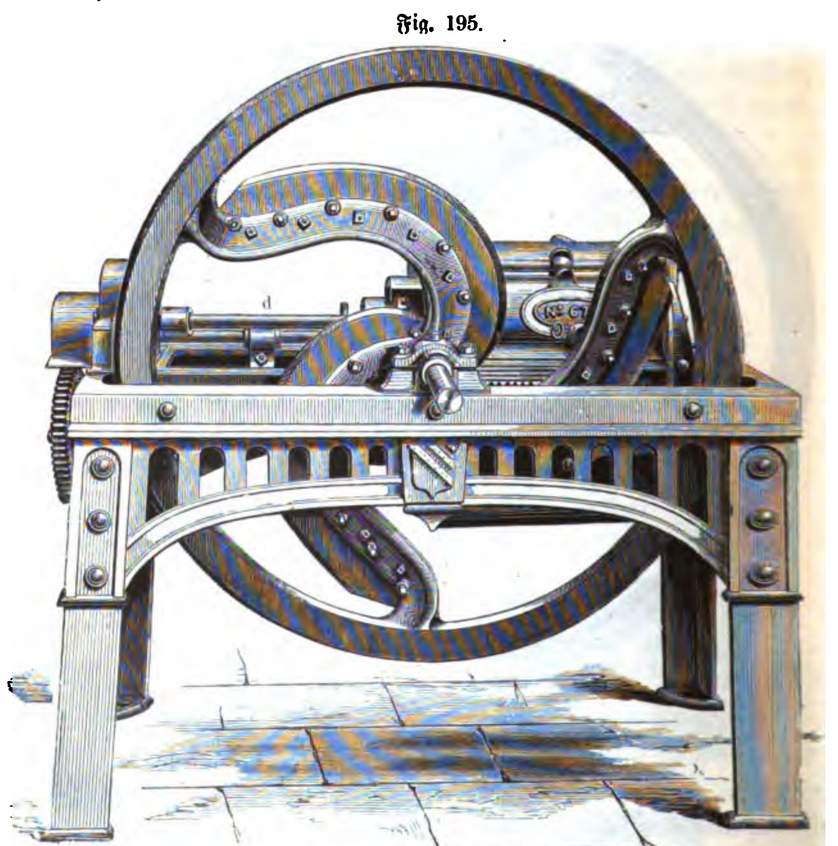


schiebewalzen, von denen die obere durch das Gewicht *G* belastet wird, geschieht hierbei durch ein auf der Schwungradwelle befindliches conisches Getriebe, welches je nach der gewünschten Häcksellänge in einen der vier auf der Scheibe *B* angebrachten Zahnringe eingreift. Die eiserne Vorschiebekette *K* ist nur für den Fall vorgesehen, daß ein besonderer Einleger nicht

vorhanden ist. Die aus Holz gefertigte Lade L wird einfach gegen das eiserne Gestell der Maschine gelehnt und an demselben durch einige Haken befestigt.

Die ebenfalls für Handbetrieb eingerichtete Maschine, Fig. 194 (a. v. S.), welche, wie die vorhergehende und folgende derselben Fabrik von H. Lanz in Mannheim entstammt, ist mit dem in Fig. 191 dargestellten und bereits

Fig. 195.



besprochenen Vorschube durch einen schwingenden Coulissenhebel D versehen, dessen Bewegung durch einen Kurbelzapfen K erfolgt, der auf dem von der Schwungradwelle betriebenen conischen Rade C befindlich ist. Die am freien Ende dieses Schwinghebels befindliche Schaltklinke setzt das auf der unteren Zuführwalze befindliche Schaltrad in entsprechende Umdrehung, während der Betrieb auf die obere Walze durch Zahnräder Z vermittelt

wird, deren Zähne die durch die Beweglichkeit der oberen Walze bedingte große Länge haben.

Die Maschine für Dampfbetrieb, Fig. 195, unterscheidet sich zunächst von den vorhergehenden Handmaschinen durch die solidere Unterstützung der Schwungradwelle, welche hierbei das die Messer tragende Schwungrad nicht auf dem freien Ende, sondern zwischen beiderseits angebrachten Lagern aufnimmt. Die drei vorhandenen Messer sind so bedeutend zurückgebogen, daß ein Messer schon seinen Schnitt beginnt, während das vorhergehende noch

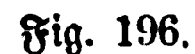
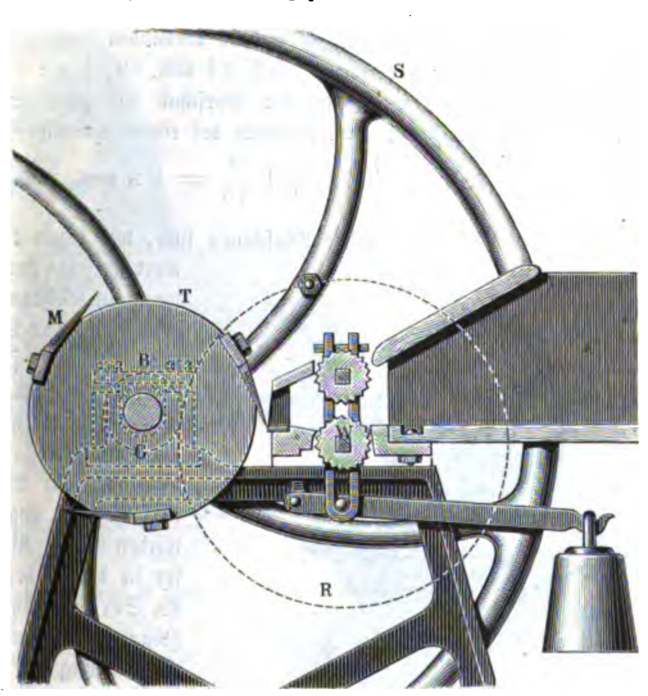


Fig. 196.

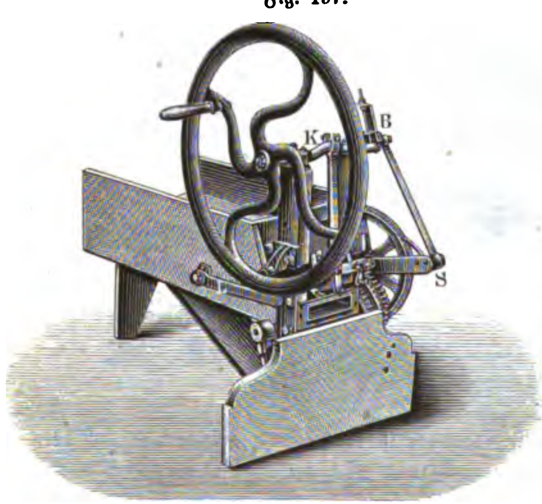


in Thätigkeit ist. Aus diesem Grunde ist bei dieser Maschine natürlich der Vorschub ein ununterbrochener, und zwar wird derselbe in der oben durch Fig. 186 erläuterten Art mittelst conischer Räder auf die Hülfswelle *d* und von da weiter durch Stirnräder auf die Walzen bewirkt. Die Veränderung der Schnittlänge wird durch entsprechende Wechselräder ermöglicht, das Andrücken der oberen Walze gegen die untere geschieht nicht durch Gewichte, sondern durch Federn. Diese Maschinen läßt man bei drei Messern mit 150 Umdrehungen und bei nur zwei Messern mit 200 Umdrehungen in der Minute sich bewegen, der Kraftaufwand wird bei einer Schnittbreite

von 36 cm zu 3 Pferdekraft und die stündliche Leistung zu 35 Ctr. Häcksel von 12 mm Länge angegeben.

Eine Trommelmaschine des Salmon'schen Systems ist in Fig. 196 (a. v. S.) nach der unten angezeigten Quelle[1]) dargestellt. Die mit drei Messern *M* von schraubenförmiger Gestalt versehene Trommel *T* ist beiderseits in den eisernen Böcken *B* gelagert, außerhalb welcher einerseits das mit dem Kurbelgriffe versehene Schwungrad *S*, andererseits das Getriebe *G* aufgesteckt ist, welches durch seinen Eingriff in das auf der unteren Vorschubwalze *W* befindliche Zahnrad *R* direct die Vorführung des Strohes bewirkt. Hierbei werden nur zwei Sorten Häcksel geschnitten, zu welchem Zwecke zwei verschiedene Räderpaare *G* und *R* vorhanden sind. Da die Zähnezahlen dieser beiden Räderpaare durch 13 und 68, sowie durch 8 und 73 ausgedrückt sind, so beträgt der Vorschub für jeden Schnitt, d. h. für je $^1/_3$ Umdrehung der Trommelwelle bei einem Durchmesser der Vorschubwalzen von 72 mm, $\frac{1}{3}\, 72 \,.\, 3{,}14\, \frac{8}{73} = 8{,}2$ mm und bezw. $\frac{1}{3}\, 72 \,.\, 3{,}14\, \frac{13}{68} = 14{,}5$ mm. Diese Maschinen sind, wie schon bemerkt worden, jetzt nur noch wenig in Gebrauch.

Fig. 197.



Diese letztere Bemerkung gilt auch für die Guillotinenmaschinen, von denen nur der Vollständigkeit halber hier noch ein Beispiel in Fig. 197 angeführt werden mag. Bei dieser in der Fabrik von W. Gerbe in Chemnitz gebauten Maschine wird die Führung des durch die Kurbelwelle *K* auf und ab geführten Messers durch die zu beiden Seiten angeordneten Lenker *L* vorgenommen, welche Anordnung geringere Reibungswiderstände im Gefolge hat, als die sonst bei derartigen Maschinen übliche Coulissenführung. Der Vorschub ist selbstredend hierbei ein absetzender, er wird be-

[1]) Schneitler und Andree, Sammlung von Werkzeichn., landwirthschaftl. Maschinen und Geräthe.

wirkt durch die Bewegung des Schalthebels S von einem besonderen auf der Triebwelle angebrachten Kurbelarme B, auf welchem der treibende Kurbelzapfen sich je nach der zu erzielenden Häcksellänge verstellen läßt. Als besonderer Vorzug wird der Maschine von ihrem Erbauer die Gefahrlosigkeit des Betriebes nachgerühmt; diese Maschine findet hauptsächlich noch da Verwendung, wo wenig Raum und nur ein Mann zur Bedienung vorhanden ist.

Obwohl nicht zur Erzeugung von Häcksel gehörig, mag doch hier die Maschine von Bracker, Fig. 198, angeführt werden[1]), da dieselbe in ihrer Einrichtung und Wirkungsweise eine große Aehnlichkeit mit der zuletzt besprochenen Guillotinenhäckselmaschine zeigt. Diese hauptsächlich zum Zerschneiden von Hadern, Seilen, Tabak und anderen Stoffen dienende Maschine arbeitet ebenfalls mit einem auf- und abgehenden Messer M, welches durch den Krummzapfen K der darüber liegenden Schwungradwelle bewegt wird und welches unterhalb seine Führung ähnlich wie bei der letztgedachten Häckselmaschine durch zwei Lenker L erhält, die um die Bolzen O drehbar sind. Das zu zerschneidende Material wird in einer der Strohlade bei Häckselmaschinen ähnlichen Rinne R zugeführt, welche gleichfalls um O drehbar und hierdurch einer Höher- und Tieferstellung befähigt ist. Speisewalzen V in dieser Rinne vermitteln durch ihre ruckweise Drehung den Vorschub des zu schneidenden Materials, und zwar geschieht das Schneiden über der mit Holz im Umfange besetzten Walze W, die gewissermaßen als Hauklotz dient, und welche, um die Abnutzung möglichst gleichmäßig zu erhalten, ebenfalls nach jedem Schnitte eine geringe Drehung erhält.

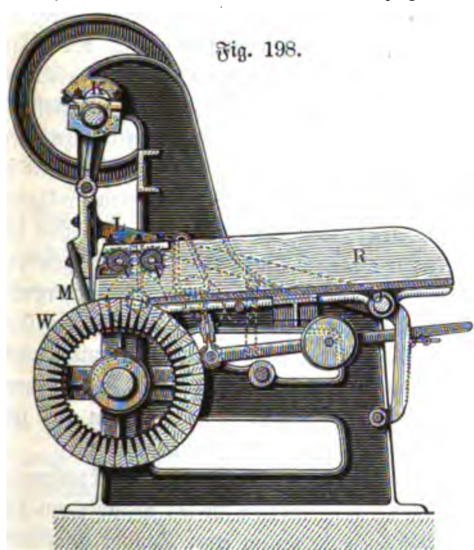


Fig. 198.

Leistung der Häckselmaschinen. Die Menge des von einer Häckselmaschine in bestimmter Zeit erzeugten Productes hängt ebenso wie die Größe der zum Betriebe erforderlichen Arbeit außer von der Geschwindig- §. 59.

[1]) D. R.-P. Nr. 20754.

keit, d. h. von der Anzahl der in dieser Zeit vollführten Schnitte, namentlich von den Abmessungen der zugeführten Strohmasse, d. h. also von der Breite und Höhe des Mundstückes ab. Auf das Gewicht des geschnittenen Häcksels hat natürlich auch die Länge des letzteren directen Einfluß, da dieses Gewicht unter sonst gleichen Umständen in demselben Maße wie die Häcksellänge wächst. Auf den Arbeitsverbrauch hingegen hat die Länge des erzeugten Häcksels nur einen untergeordneten Einfluß insofern, als mit einer Vergrößerung der Häcksellänge die Widerstände zunehmen, welche sich der Bewegung des Strohs durch den Vorschiebeapparat entgegensetzen, diese Arbeit ist aber im Allgemeinen nur unerheblich gegenüber der zum eigentlichen Schneiden aufzuwendenden, welche von der Länge des Häcksels unabhängig ist.

Während die Breite des Mundstücks bei Handmaschinen in der Regel etwa zwischen 0,12 und 0,30 m gelegen ist, so wendet man bei Maschinen, welche durch Dampfmaschinen oder Göpelwerke betrieben werden, Mundstücke bis zu 0,40 m Breite an, und man kann die Höhe durchschnittlich zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$ der Breite voraussetzen. Noch größer ist die Verschiedenheit in Betreff der Geschwindigkeit bei den erwähnten beiden Betriebsarten; während die Schwungradwelle durch Handbetrieb etwa nur eine Geschwindigkeit bis zu 30 Umdrehungen in der Minute erlangen kann, was bei den gewöhnlichen zweimesserigen Maschinen somit 60 Schnitte in der Minute ergiebt, so läßt man die durch Dampf oder Pferde betriebenen Maschinen mit Geschwindigkeiten zwischen 100 und 200 Umdrehungen in der Minute laufen, so daß dieselben also zwischen 200 und 400 Schnitte in dieser Zeit machen. Die Länge des Vorschubs zwischen je zwei Schnitten wurde schon oben für gewöhnlichen Häcksel als zwischen 8 und 30 mm liegend angegeben.

Bezeichnet man mit a das Gewicht von 1 m der zugeführten Strohmasse oder der Auflage, so bestimmt sich bei n Schnitten in der Minute und bei einer Häcksellänge gleich s mm das Gewicht der in einer Stunde geschnittenen Masse zu $L = \frac{60\,n\,s\,a}{1000}$ kg.

Wenn hierbei die zum Betriebe erforderliche Arbeit N Pferdekraft, also in der Minute $60 \,.\, 75 \,.\, N = 4500 \,.\, N$ mkg beträgt, und N_0 Pferdekraft zum Leergange erforderlich sind, so hat man die für einen Schnitt erforderliche Nutzarbeit durch $e = \frac{75}{n}(N - N_0)$ mkg ausgedrückt.

Nach Hartig[1]) kann man die zum Betriebe einer Häckselmaschine aufzuwendende Arbeit in Pferdekräften ausdrücken durch

$$N = \frac{n}{4500}(\alpha + \beta a + \gamma s),$$

---

[1]) Versuche zu Döbeln, ausgeführt von Pfannenstiel, Blomeyer und Hartig. Leipzig 1878.

worin α der Leergangsarbeit zugehört, während βa die eigentliche Schneidearbeit vorstellt, die man mit der Stärke der Vorlage a, d. h. mit dem Querschnitte des Schnittes proportional annehmen muß. Der dritte Theil, γs, stellt die durch die Vorschiebung aufgezehrte Arbeit vor, welche im directen Verhältnisse mit der Länge s des Vorschubes für jeden Schnitt steht. Die Coefficienten α, β und γ sind für jede Maschine auf Grund von Versuchen zu ermitteln. Hierauf bezüglich mögen in der folgenden Tabelle die Ergebnisse angeführt werden, wie sie durch die Hartig'schen Versuche an sieben Häckselmaschinen verschiedener Fabriken gefunden wurden, wobei zu bemerken ist, daß die unter Nr. 1 bis 6 angeführten Maschinen solche nach der Lester'schen Bauart mit zwei Messern bedeuten, während die Maschine Nr. 7 eine Guillotinenmaschine war. In Betreff der näheren Angaben muß auf die unten angeführte Quelle verwiesen werden, auch möge der Bemerkungen Erwähnung geschehen, welche über die Coefficienten dieser Versuche von Hofmann in dem schon angeführten Artikel über Häckselmaschinen gemacht worden sind.

Häckselmaschine Nr.	1	2	3	4	5	6	7	
Durchmesser der Antriebscheibe	419	518	293	470	335	423	274	mm
Umdrehungen pro Minute . .	125	105	175	115	150	130	210	
Zahl der Schnitte pro Minute	250	210	350	230	300	260	210	
Breite des Zuführcanals . .	255	260	240	265	208	300	212	mm
Durchmesser der Speisewalzen	77	90	92	100	100	120	104	mm
Horizont. Abstand der Messerwelle vom Anfang des Gegenmessers	190	115	90	180	76	125	—	mm
Aeußerer Durchmesser des Schwungrades	1,22	1,16	1,14	1,22	0,85	1,04	0,825	m
Zeitdauer eines Schnittes in Proc. einer Umdrehung . .	15,3	21,4	17,8	16,4	27,7	18,3	—	
Coefficient α (Leergang) . . .	4,10	2,76	1,70	6,45	3,14	4,41	4,41	
„ β (Schneidwirkung)	4,20	2,86	1,72	0,991	4,05	2,70	2,80	
„ γ (Vorschiebung) .	0,471	0,364	1,29	0,659	0,171	0,400	0,200	

Unter der Voraussetzung einer übereinstimmenden Zahl der Schnitte gleich 260 in der Minute, einer Schnittlänge von $s = 13$ mm und einer Auflage im Gewichte $a = 2,5$ kg pro 1 m Länge ergiebt sich für

Maschine Nr.	1	2	3	4	5	6	7
Arbeitsverbrauch im Arbeitsgange $N =$	1,20	0,846	0,857	1,001	0,895	0,945	0,794 Pferdekr.
Leistung einer Pferdekraft in der Stunde $L =$	423	585	591	501	566	536	639 kg

Von sonstigen Angaben über die Leistung und bezw. den Kraftbedarf von Häckselmaschinen mögen hier noch die von Wüst[1]) gemachten angeführt werden. Demnach erhält man bei einer Häcksellänge von 1 cm durch jeden Schnitt von je einer Schnittfläche gleich 1 qdcm an Häcksel dem Gewichte nach 0,01 kg. Nimmt man eine durchschnittliche Höhe des Mundstücks gleich $^1/_3$ von dessen Breite an, so berechnet sich obiger Angabe zufolge die nachstehende Zusammenstellung:

Leistung in Kilogramm in 1 Stunde bei 1 cm Häcksellänge

	Umdrehung des Schwungrades	Breite des Mundstücks in Centimetern				
		12	20	25	30	40
Handbetrieb . . .	30	17	48	75	108	192
Dampf oder Göpel .	100—200	—	160—320	250—500	360—720	640—1280

Außerdem giebt dieselbe Quelle als das Mittel vieler Versuche die Leistung wie folgt an:

Häcksellänge . . . . =	0,7	1	1,5	2	3	4	cm
Leistung einer Pferdekraft in einer Stunde =	300	400	550	650	800	900	kg
=	55	90	160	220	320	360	hl

Die Leistung eines Mannes beträgt bei andauernder Arbeit etwa 10 Proc. der oben angegebenen Werthe. Es ist selbstredend, daß die Nutzleistung einer Maschine bei gegebener Triebkraft wesentlich auch von dem Zustande der Maschine, insbesondere von der Schärfe der Messer und den Leerlaufswiderständen abhängen muß.

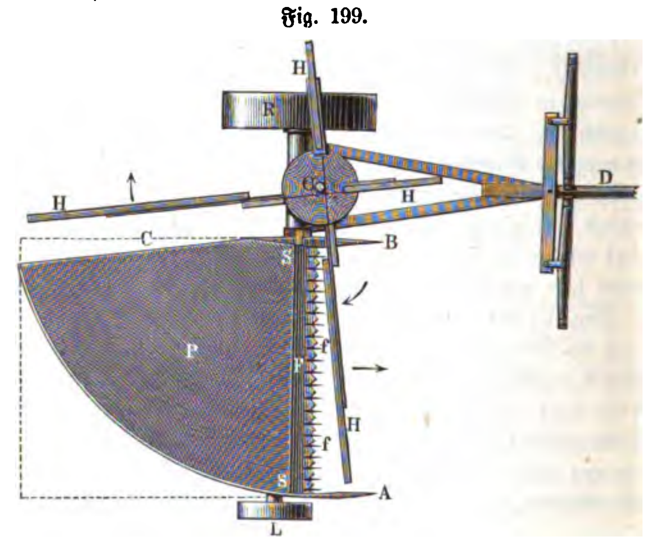
[1]) Landwirthschaftliche Maschinenkunde von Dr. A. Wüst.

Mähmaschinen. Man kann bei jeder Mähmaschine, von nebensächlichen Gliedern abgesehen, drei Haupttheile unterscheiden, und zwar das Schneidzeug zum Abschneiden der Halme, das Triebwerk zur Bewegung der arbeitenden Theile, und die Vorrichtung zum Zuführen des stehenden Getreides nach dem Schneidzeuge sowie zum Ablegen der geschnittenen Stengel. Die letztere Vorrichtung findet sich nur bei den Getreidemähmaschinen, bei denen es von Wichtigkeit ist, das geschnittene Getreide sogleich in Garben zu binden, oder doch vor dem Zertreten durch die Hufe der Pferde zu sichern, während diese Nothwendigkeit bei den Grasmähmaschinen nicht vorhanden ist. §. 60.

Zum Schneiden des Getreides hat man bei den ersten Mähmaschinen, wie sie seit dem Anfange unseres Jahrhunderts versucht worden sind, sichel- oder sensenförmige Schneidwerkzeuge benutzen wollen, die an einer stehenden Welle befestigt, von dieser in schnelle Umdrehung gesetzt wurden und hierbei das Getreide in ähnlicher Art abschneiden sollten, wie es bei dem Handmähen geschieht. Diese Versuche führten nicht zu brauchbaren Maschinen, und es mag der Grund des Mißerfolges in folgendem Umstande zu suchen sein. Da bei dem Mähen mit der Sense die frei stehenden Getreidehalme selbstredend nur einem sehr geringen Seitendrucke durch die Sense ausgesetzt werden dürfen, damit sie nicht umknicken, so kann das Schneiden überhaupt hier nur dadurch bewirkt werden, daß die Schneide in einem langen Wege an den Halmen entlang gezogen wird, wie in §. 54 bei Besprechung der Schneidwirkung aus einander gesetzt wurde. Wenn nun auch eine derartige ziehende Bewegung, bei welcher gleichzeitig Rücksicht zu nehmen ist auf die mehr oder minder unebene, mit Steinen und anderen Hindernissen besäete Bodenfläche, von dem Arbeiter ausgeführt werden kann, welcher seine Bewegungen nach der Beschaffenheit des Bodens zu regeln vermag, so geht doch der Maschinenarbeit überhaupt diese Eigenthümlichkeit ab, und es erklärt sich hieraus, warum die besagten Maschinen nicht in Aufnahme gekommen sind, ganz abgesehen davon, daß diesen ersten Maschinen auch noch die so nöthige Ablegevorrichtung fehlte, wodurch zu einer Verzettelung des Getreides Veranlassung gegeben werden mußte. Nicht glücklicher fielen die darauf folgenden Versuche aus, zum Schneiden der Halme eine schnell rotirende, am Umfange mit Zähnen nach Art der Kreissägen besetzte Scheibe zu verwenden, so daß man auch diese Art des Schneidzeuges bald aufgab. Brauchbar wurden die Mähmaschinen erst durch die Anwendung des jetzt in allgemeinem Gebrauche befindlichen Schneidzeuges, das im wesentlichen aus einem wagerecht hin- und hergehenden Messer mit vielen zahnartigen Schneiden besteht, welche Schneiden bei ihrer Bewegung an entsprechenden festen Schneiden sich hinbewegen, auf diese Weise an allen diesen Schneiden eine gewisse scherenartige Wirkung erzielend. In

Fig. 199, welche die obere Ansicht einer Mähmaschine vorstellt, ist dieses Schneidzeug mit *S* bezeichnet. Dasselbe besteht im wesentlichen aus dem in geringer Höhe über dem Boden befindlichen Fingerbalken *F*, der nach vorn, d. h. nach der Richtung der Fortbewegung der Maschine gekehrte spitze Finger *f* erhält, welche bei der Bewegung der Maschine das stehende Getreide in einzelne Streifen oder Büschel zu theilen bestimmt sind. Das Abschneiden der Halme zwischen je zwei Fingern wird durch eine daselbst bewegte dreieckige Messerklinge bewirkt. Alle diese zwischen den Fingern befindlichen Klingen sind an einer gemeinsamen Messerstange befestigt, welche die gedachte schnell hin- und hergehende Bewegung von einer kleinen Kurbel erhält, deren Lenkerstange die Messerstange ergreift, und welche ihre Um-

Fig. 199.



drehung durch die Vermittelung von Zahnrädern von dem Fahrrade *R* aus empfängt, das der ganzen Maschine zur Unterstützung dient. Ein besonderes kleineres Laufrad *L* oder auch wohl ein auf dem Boden schleifender Schuh unterstützt das freie Ende des Schneidzeuges, welches seiner ganzen Länge nach frei in das zu schneidende Getreide hineinragt, und ein an diesem freien Ende angebrachter Abtheiler oder größerer Finger *A* bewirkt daselbst die Abtheilung des zu schneidenden Getreides von dem stehen bleibenden, so daß nur die zwischen *A* und *B* wurzelnden Halme der Wirkung des Schneidzeuges ausgesetzt sind.

Als Triebwerk zur Bewegung des Messers sowohl wie der Ablegevorrichtung dient das Fahrrad *R* oder bei Maschinen mit zwei Fahrrädern auch wohl die Axe derselben. Die Umdrehung der Fahrräder erfolgt wie bei

jedem Wagen einfach durch den Zug der an die Deichsel *D* gespannten Pferde, und es ist, um ein solches Fahrrad zum Treiben der zu bewegenden Theile brauchbar zu machen, nur erforderlich, den Widerstand, welcher sich am Boden einem möglichen Gleiten des Rades entgegensetzt, größer zu machen, als derjenige ist, welcher dem Rade aus seiner eigenen Umdrehung und aus dem Betriebe der zu bewegenden Theile am Umfange erwächst. Um dies zu erreichen, werden in der Regel die Fahrräder mit hervorragenden Rippen am Umfange versehen, die sich bei weichem Boden in denselben eindrücken und hiermit dem Rade das besagte Gleiten verwehren.

Da die Pferde, um ein Niedertreten des Getreides zu vermeiden, neben dem stehenden Getreide einhergehen müssen, die erforderliche Zugkraft daher in *D* seitwärts von dem Schneidapparate ausgeübt werden muß, so folgt hieraus leicht ein gewisser Seitendruck, welcher von den Pferden an der Deichsel durch einen entgegengesetzten Seitendruck aufgehoben werden muß, wodurch die Thiere natürlich nutzlos ermüdet werden. Man wird daher besondere Sorgfalt darauf zu verwenden haben, durch geeignete Anordnung der Maschine diesen Seitenzug zu umgehen, ebenso wie man für eine entsprechende gegenseitige Ausgleichung der Gewichte der einzelnen Maschinentheile zu sorgen hat, um die Pferde nicht mit einem abwärts gerichteten Drucke oder einem Zuge nach oben zu treffen. Bei manchen Maschinen ist ein Sitz für den Führer nicht vorgesehen, unter der Voraussetzung, daß der Treiber auf dem einen Pferde reite, eine Anordnung, die sich nicht empfiehlt, insofern als die Zugkraft eines Thieres, das gleichzeitig eine gewisse Last zu tragen hat, sich um einen größeren Betrag verringert, als der Widerstand ist, welchen dieselbe Last bei dem Fahren herbeiführt. Aus diesem Grunde und auch wegen der Möglichkeit einer besseren Bedienung der Maschine ist bei allen besseren Mähmaschinen ein besonderer Kutschersitz für den Führer vorgesehen, dessen Schwere bei der Ausgleichung der Gewichte daher entsprechend zu berücksichtigen ist.

Bei den Grasmähmaschinen fallen die geschnittenen Halme unmittelbar hinter den Messern auf den Boden, während bei jeder Getreidemähmaschine hinter dem Schneidapparate eine Plattform *P* zur Aufnahme der Stengel angeordnet wird. Um die letzteren dem Schneidzeuge in geeigneter Art darzubieten und nach dem Schneiden auf die Plattform niederzulegen, bedient man sich einzelner, mit Brettern, den sogenannten Raffern, versehener Arme, die anfänglich an einer wagerechten Haspelwelle angebracht waren, während man jetzt meistens eine stehende Axe zur Bewegung dieser Arme benutzt. Bei den ersten Mähmaschinen war die Plattform rechtwinkelig, wie die Punktirung zeigt, und es mußte die Ablegung des auf die Plattform gefallenen Getreides durch Abharken nach hinten seitens des die Maschine bedienenden Führers geschehen. Abgesehen davon, daß diese Ar-

beit eine sehr beschwerliche ist, werden dabei die Halme auf die soeben abgemähte Fläche abgelegt, auf welcher bei dem nächsten Schnitte die Pferde zu gehen haben, so daß man, um ein Zertreten des Getreides zu vermeiden, unmittelbar hinter der Maschine das Getreide in Garben binden und zur Seite schaffen muß. Um diesem Uebelstande zu begegnen, werden die für Getreide bestimmten Mähmaschinen jetzt fast immer mit einer Ablegevorrichtung versehen, welche selbständig ein seitliches Ablegen der Stengel bei C bewirkt. Zu diesem Zwecke giebt man der Plattform die gezeichnete quadrantenförmige Gestalt mit der Abfallkante in C und benutzt zum Abharken des Getreides die um eine stehende Axe O drehbaren Raffarme H, denen man die zum Abharken erforderlichen Zähne giebt. Wenn man hierbei alle Raffer als Harken wirken läßt, so wird das Getreide in einer zusammenhängenden langen Schwade nach der Richtung des Zuges abgelegt; will man dagegen einzelne Garben bilden, so versieht man nur einen der Raffer mit Harkenzähnen, so daß während einer Umdrehung der Haspelwelle O auch nur einmal ein Ablegen der Stengel in Form einer Garbe vorgenommen wird. Die Art der Einrichtung der gedachten Raffer und Harken und namentlich wie ihre Bewegung geschieht, ist bei den ausgeführten Maschinen sehr verschieden. Man hat bei den verschiedenen in Anwendung gebrachten Ablegevorrichtungen im Allgemeinen sein Hauptaugenmerk darauf gerichtet, den um O drehbaren Armen, welche bei der Drehung über der Plattform zwischen F und C sich annähernd wagerecht bewegen müssen, außerhalb der Plattform eine derartig emporsteigende Richtung vorzuschreiben, daß sie den Treiber nicht behindern.

Die Bespannung der Mähmaschinen geschieht in der Regel durch zwei Pferde; einspännige Maschinen sind nur selten in Anwendung gebracht worden. Maschinen für den Betrieb durch Menschen zu bauen, wird sich von vornherein nicht empfehlen, da solche Maschinen wegen der unvermeidlichen Widerstände zwischen den Maschinentheilen jedenfalls unvortheilhafter arbeiten müßten, als das einfache Handgeräth, die Sense, welche die ganze Arbeit des Schnitters zur Verrichtung der eigentlichen Nutzleistung des Schneidens zu verwenden gestattet, da bei ihrer Handhabung Nebenhindernisse nicht auftreten. Andererseits hat man auch die Betreibung der Mähmaschinen durch Dampfkraft vorgeschlagen, und es hat auch nicht an Stimmen gefehlt, welche den Betrieb von Dampfmähmaschinen für aussichtsvoll hielten; bei dem dermaligen Zustande der Technik finden indessen Dampfmähmaschinen so gut wie keine Verwendung, und es dürfte angesichts der eigenartigen Verhältnisse, unter denen die Mähmaschinen zu arbeiten haben, die Zeit der Verwendung von Dampfkraft zu ihrem Betriebe noch ziemlich fern liegen.

Daß man bei der Anordnung der Mähmaschinen das Gewicht des ganzen Baues möglichst gering zu halten hat, ergiebt sich schon daraus, daß die

Maschine für sich einen Wagen bildet, dessen Fortbewegung um so größere Zugkraft erfordert, je größer sein Eigengewicht ist, und daß für die Betreibung der eigentlichen Arbeitsvorrichtungen um so weniger Kraft übrig bleibt, je mehr schon zu der einfachen Fortbewegung der Maschine erfordert wird. Es ist ferner ersichtlich, daß man bei dem bloßen Transporte der Maschine, wobei ein Mähen nicht stattfindet, auch die Bewegung des Messers und der Ablegevorrichtung ausrücken wird, zu welchem Zwecke die geeigneten Ausrückevorrichtungen angebracht sein müssen. Die Beschaffenheit des Bodens, namentlich das Vorkommen von Steinen und anderen Hindernissen, macht ferner eine solche Anordnung des Schneidzeugs nöthig, vermöge deren dasselbe nicht nur in verschiedener Höhe vom Boden eingestellt werden, sondern auch während des Betriebes von dem Führer jederzeit über unvorhergesehene Hindernisse hinweggehoben werden kann. Um die Beförderung der Maschine auch auf engen Wegen und durch enge Thore hindurch vornehmen zu können, pflegt man das Schneidzeug und auch die Plattform zum Aufklappen einzurichten. Nach diesen allgemeinen Bemerkungen möge nun eine Besprechung der einzelnen oben genannten Theile folgen.

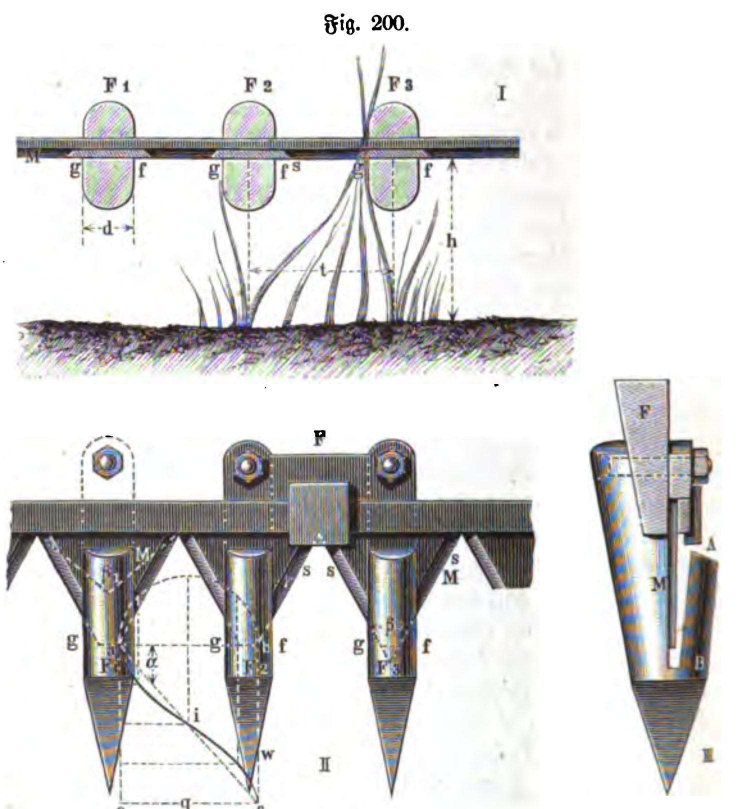
§. 61. **Das Schneidzeug.** In Fig. 200 (a. f. S.) stellt F den fest mit dem Fahrgestell der Maschine verbundenen und nur an der fortschreitenden Bewegung desselben theilnehmenden Fingerbalken vor, eine eiserne Schiene, an welcher die gleichfalls aus Eisen und zwar am besten aus Schmiedeeisen gefertigten Finger $F_1 F_2 F_3$ durch Schrauben oder Nieten befestigt sind. Als Zweck der vorderen Zuschärfung dieser Finger wurde schon vorstehend die Theilung des Getreides in Büschel angeführt, und es folgt hieraus, daß die einzelnen Halme in Folge der seitlichen Verdrängung aus der ursprünglich aufrechten Lage theilweise nach der einen oder anderen Seite schräg geneigt werden.

Jeder der in gleichen Abständen von einander angebrachten Finger ist in dem hinteren Theile zwischen A und B mit einem wagerechten Schlitze zur Aufnahme der Messer M versehen, welche, in der Form von gleichschenkeligen Dreiecken oder von Trapezen ausgeführt, in demselben Abstande von einander wie die Finger an der Messerstange befestigt sind. Da die Fingerschlitze alle in genau gleicher Höhe angebracht sind, so bieten die unteren Schenkel der Finger für die Messer und deren Stange eine genau wagerechte Auflage dar, auf welcher die Hin- und Herbewegung der Messer mittelst einer Kurbel erfolgt.

Da die Messerklingen von oben zugeschärft sind, so entsteht auf jeder Seite eine scharfe Schneide s, welche wie ein Messer schneidend gegen die zwischen ihr und dem Finger zusammengepreßten Stengel wirkt, und welche gleichzeitig zusammen mit der Kante f oder g des Fingers eine Schere darstellt, unter deren Wirkung die dicht an dem Finger befindlichen Halme

durchgeschert werden. Wegen dieser Scherwirkung ist es nothwendig, den Fingern bei *f* und *g* scharfe Kanten zu geben, der Flächenwinkel daselbst ist aber wie bei allen Scheren wenig von einem rechten verschieden. Um diese Kanten dauernd scharf zu erhalten und namentlich eine Abrundung derselben durch den Gebrauch möglichst zu vermeiden, pflegt man auch wohl die Finger an den betreffenden Stellen mit besonders eingesetzten Stahlplatten zu versehen.

Fig. 200.



Aus dem Vorstehenden ergiebt sich, daß die Wirkungsart dieser Schneidklingen der Mähmaschinen viele Aehnlichkeit mit derjenigen der Messer von Häckselmaschinen hat. Ebenso wie diese das hinter dem Mundstücke in der Lade zusammengepreßte Stroh wesentlich durchschneiden, indem nur für die untersten auf dem Gegenmesser ruhenden Stengel von einem eigentlichen Abscheren die Rede sein kann, ebenso werden hier die zwischen dem Messer und dem Finger befindlichen Halme zunächst durch das bewegte Messer zusammengedrängt und durchgeschnitten, und nur die letzten,

unmittelbar an den Finger sich anlehnenden Halme sind einem Abscheren ausgesetzt. Da hiernach die Wirkung der Klingen wesentlich eine schneidende ist, so wird auch hier wie bei allen Messern die Richtung der Schneide gegen die Bewegung derselben von besonderem Einflusse sein. Um diesen Einfluß zu erkennen, ist es nur nöthig, die Bewegung für irgend einen Punkt des Messers festzustellen, da alle Punkte desselben sich in parallelen Bahnen bewegen. Diese Bewegung setzt sich in jedem Augenblicke aus zwei geradlinigen Bewegungen zusammen, von denen die eine dem Messer in der Richtung der Messerstange durch die Kurbel ertheilt wird, während die andere dazu senkrechte gleich der Fortbewegung der ganzen Maschine durch den Zug der Pferde anzunehmen ist. Diese letztere Bewegung ist unter der Voraussetzung eines gleichmäßigen Ganges der Pferde eine gleichförmige, wogegen die Bewegung des Messers in der Richtung der Stange mit derjenigen Ungleichförmigkeit behaftet ist, die der Kurbelbewegung entspringt. Aus der Figur läßt sich leicht diese Bewegung beurtheilen. Stellt nämlich darin $ab = 2r = q$ die Länge des Kurbelschubs vor, und setzt man voraus, daß in der Zeit, während welcher eine einfache Verschiebung der Messer, in der also eine halbe Umdrehung der Kurbel gemacht wird, eine Fortbewegung der Maschine um $bc = w$ stattfindet, so wird der Punkt a des Messers M nach c gelangen auf einem Wege, welcher wie folgt erhalten wird. Denkt man sich den der Bewegung von a nach b zugehörigen halben Kurbelkreis über ab gezeichnet, und denselben in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, in der Figur in vier, getheilt, so erhält man unter der hier immer zutreffenden Voraussetzung einer langen Lenkerstange in den Fußpunkten der von den Theilpunkten auf den Durchmesser ab gefällten Lothe die entsprechenden Seitenverschiebungen des Messers bei den zugehörigen Drehungen der Kurbel. Man hat daher nur nöthig, die Strecke ae, welche die Vorwärtsbewegung w der Maschine vorstellt, ebenfalls in dieselbe Anzahl gleicher Theile zu theilen, und durch die Theilpunkte Parallelen zu ab zu ziehen. Die entsprechenden Durchschnitte dieser Parallellinien mit den verlängerten Lothen durch die Theilpunkte des Kurbelkreises lassen alsdann den Verlauf der Curve aic erkennen, welche den absoluten Weg des Punktes a der Klinge M vorstellt. Jeder andere Punkt des Messers beschreibt eine mit aic vollkommen gleiche und ihr parallele Curve. Es ist übrigens unschwer zu erkennen, daß diese Curve eine Sinuslinie ist und übereinstimmt mit der Projection einer Schraubenlinie, die auf einem Cylinder vom Durchmesser ab mit der Steigung $2 . ae$ gedacht wird. Für die folgenden Bemerkungen genügt es, den Weg des Punktes a durch die gerade Linie ac zu ersetzen, deren Neigung gegen die Richtung der Querbewegung durch die Beziehung $tg\,\alpha = \frac{bc}{ab} = \frac{w}{q}$ festgestellt wird.

Man ersieht zunächst, daß bei den gewählten Verhältnissen, d. h. bei der angenommenen Größe von q und w oder α und dem Neigungswinkel β der Messerschneiden, der Schnitt in schräger Richtung gegen die Schneide ausgeführt wird, und zwar um so mehr, je spitzer der Winkel β an der Spitze des Messers gewählt wird, während ein stumpfer Winkel β_1, für welchen die Schneide senkrecht zu $a\,c$ steht, zu einem geraden Schnitte Veranlassung giebt. Es mag dies deswegen besonders hervorgehoben werden, weil zuweilen der Neigüngswinkel $\gamma = \frac{1}{2}\beta$ der Messerschneide gegen die Fingerkante als maßgebend für den Schneidwiderstand angegeben und behauptet wird, der Schnitt müsse um so vollkommener und der Widerstand um so geringer ausfallen, je stumpfer der Winkel β' der Schneiden sei, eine Bemerkung, die sich aus der Betrachtung der Figur als unzutreffend erweist, da hiernach der Schnitt im Gegentheil um so mehr schräg oder gezogen ausfällt, je spitzer der Winkel β der beiden Schneiden ist. Die Figur giebt auch Aufschluß über die Wirkung, welche man sich von feilen- oder sägeartig gezahnten Messern versprechen kann, wie sie vielfach, besonders für harte Getreidestengel, Verwendung finden. Wenn dieselben auch erfahrungsmäßig bei solcher Verwendung vortheilhaft sind, insofern sie längere Zeit gebraucht werden können, ohne einer Schärfung zu bedürfen, welche sich bei glatten Messern öfter nöthig macht, so kann dieser Umstand doch nicht etwa darin begründet sein, daß diese sägeförmigen Messer auch thatsächlich ein förmliches Absägen der Stengel bewirken könnten. Denn da man diese gezahnten Messer immer stumpfwinkelig zu machen pflegt, etwa dem Winkel β_1 entsprechend, so folgt hieraus, daß die Schneiden sich nahezu senkrecht zu ihrer Richtung bewegen, während die Wirkung einer Säge eine zu ihrer Richtung parallele Bewegung erfordert.

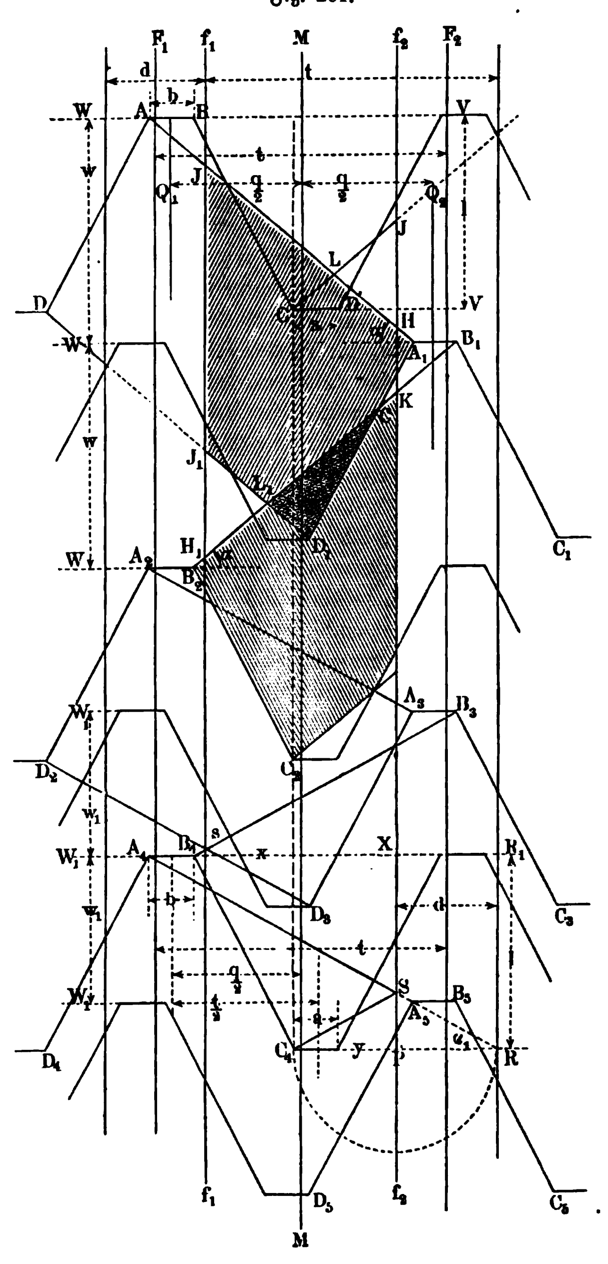
Aus der Fig. 200 I. erkennt man übrigens auch, daß die Stengel durch die Finger mehr oder minder aus ihrer aufrechten Stellung in eine schiefe Richtung geneigt werden, und daß die Neigung um so größer ausfallen muß, je weiter die Finger von einander entfernt sind. In Folge hiervon werden nicht alle Stengel genau senkrecht zu ihrer Länge geschnitten, sondern zum Theil in mehr oder minder schrägen Schnittflächen. Da solche schräge Durchschnittsflächen größer als die senkrechten Querschnitte sind, so hat dieser Umstand zwar eine entsprechende Vergrößerung des Schneidwiderstandes zur Folge, doch ist dieselbe jedenfalls nur unbedeutend, da die gedachte Neigung der Stengel bei der gebräuchlichen Fingertheilung t und der üblichen Stoppelhöhe h nur sehr gering ist. Jedenfalls liegt eine Veranlassung nicht vor, aus diesem Grunde die Entfernung der Finger von einander kleiner zu machen, als man mit Rücksicht auf die Festigkeit der Messer und Finger genöthigt ist. Die Theilung der Finger und Messer schwankt bei den aus-

geführten Maschinen etwa zwischen 70 und 90 mm, die Stoppelhöhe kann im Durchschnitt zu 0,1 m angenommen werden.

Von wesentlichem Einflusse auf die gute Wirkung des Schneidapparates ist das richtige Verhältniß der fortschreitenden Bewegung w der ganzen Maschine zu der Querbewegung q des Messers, welches Verhältniß durch eine geeignete Anordnung des Triebwerkes immer in der gewünschten Größe erlangt werden kann. Um diesen Einfluß zu untersuchen, mag zunächst bemerkt werden, daß man die Messer entweder mit einfachem oder mit doppeltem Schnitt arbeiten läßt, je nachdem man die Größe der Querbewegung über eine oder über zwei Fingertheilungen sich erstrecken läßt, wonach dann jede Schneide natürlich entweder nur an einem oder an zwei auf einander folgenden Fingern zur Wirkung kommt. Es sei in Fig. 201 (a. f. S.) ein Messer $DABC$ für einfachen Schnitt zwischen den beiden Fingern F_1 und F_2 vorausgesetzt, und zwar möge die Fingertheilung durch $F_1F_2 = t$ dargestellt sein, während die Größe der Querbewegung des Messers $Q_1Q_2 = q$ sein soll. Wenn, wie es hier der Allgemeinheit wegen angenommen wird, die Querbewegung q nicht genau gleich der Fingertheilung t ist, so wird man doch jedenfalls die Anordnung so zu treffen haben, daß der Schnitt an jeder der beiden Fingerkanten f_1f_1 und f_2f_2 in genau gleicher Art erfolgt, wozu man die Bewegung eines Messers symmetrisch zu beiden Seiten der Mittellinie MM eines Zwischenraumes vorzunehmen hat, eine Bedingung, welche durch die Stellung der treibenden Kurbel und die Länge der Schubstange immer leicht zu erfüllen ist.

Wenn die einem einfachen Hingange des Messers um die Länge q zugehörige Fortbewegung der Maschine zunächst ganz willkürlich zu $WW = w$ angenommen wird, so hat sich während einer ganzen Kurbeldrehung, also bei einem Hin- und Hergange, das Messer aus der Stellung $D_2A_2B_2C_2$ durch $D_1A_1B_1C_1$ in diejenige $DABC$ verschoben, wobei, wenn wieder die Wege der einzelnen Punkte als geradlinig angesehen werden, der Punkt A_2 den Weg A_2A_1A durchlief. Bei der Bewegung des Messers von A_2 nach A_1 hat die vorangehende Kante B_2C_2 daher alle Stengel geschnitten, welche sich in dem Raume zwischen den Fingern bis zu der Geraden H_1K befinden, welcher Raum durch die mit B_2C_2 parallele Schraffirung der betreffenden Fläche gekennzeichnet ist. Geht hierauf das Messer von A_1 nach A, so schneidet die andere Kante A_1D_1 innerhalb des Raumes $D_1A_1JJ_1$, für welchen eine mit A_1D_1 parallele Schraffirung eingezeichnet ist. Hier muß man bemerken, daß die in den beiden Flächen gemeinsamen, in der Figur getüpfelten Dreiecke D_1L_1C befindlichen Halme bereits bei dem vorhergegangenen Schnitte durch die Schneide B_2C_2 abgetrennt worden sind. Andererseits stellt das nicht schraffirte Dreieck $H_1L_1J_1$ eine Fläche vor, welche durch keine der beiden schneidenden Kanten überfahren wird; es werden nun zwar

Fig. 201.



die auf dieser Fläche stehenden Halme sich dem Durchschneiden an der Fingerkante $f_1 f_1$ nicht entziehen können, aber die Trennung daselbst wird nur erfolgen, nachdem die Halme durch die Vorwärtsbewegung der Maschine entsprechend nach vorn gebogen sind. Die größte Biegung in dieser Richtung erleidet dabei der dicht an dem Finger stehende Halm, für welchen diese Bewegung die Größe $H_1 J_1$ erreicht. Ein solches Vorwärtsbiegen der Halme hat nun erfahrungsmäßig keine weiteren Nachtheile bei aufrecht stehendem Getreide, dessen Stengel wenig oder gar nicht gelagert sind; dagegen kann es das Mähen sehr erschweren bei gelagertem Getreide, dessen Stengel wegen ihrer geneigten Lage sich ohnehin schon schwer den Messern darbieten und welche daher durch das Vorwärtsbiegen dem Schneidzeuge ganz entzogen werden können. Man wird daher, um diesem Umstande Rechnung zu tragen, die Verhältnisse so einzurichten haben, daß ein solches Vorwärtsbiegen der Stengel überhaupt nicht stattfindet. Die Figur giebt unmittelbar darüber Aufschluß, wie man dieser Bedingung genügen kann.

Damit ein Vorwärtsbiegen nicht eintrete, muß die Strecke $H_1 J_1$ gleich Null werden, d. h. der Schnittpunkt L_1 zwischen den Wegen $H_1 K$ und $D_1 J_1$ der Punkte B_2 und D_1 muß in die Fingerkante $f_1 f_1$ hineinfallen. Da nun die gedachten beiden Wege nach beiden Seiten hin gleiche Neigung gegen die Fingerkante haben, so ergiebt sich hieraus leicht die folgende Construction. Zieht man von C_4 das Loth $C_4 P$ auf die Richtung der Fingerkante $f_2 f_2$ oder der fortschreitenden Bewegung und verlängert dasselbe um die eigene Länge, macht also $PR = PC_4$, so erhält man in der Verbindungslinie $A_4 R$ die erforderliche Richtung der Bewegung des Eckpunktes A_4, und wenn man den Schnittpunkt S dieser Geraden und der Fingerkante mit C_4 verbindet, so giebt $C_4 S$ den Weg für den Punkt C_4 des Messers an. Die Richtigkeit des Ergebnisses folgt daraus, daß nach der Construction $SC_4P = SA_4B_4$ ist. Dieser Winkel $SC_4P = \alpha_1$ stellt aber die Neigung des Weges eines Messerpunktes gegen die Querbewegung des Messers dar und giebt durch $tg\alpha_1 = \frac{w_1}{q}$ das Verhältniß der beiden Bewegungen w_1 und q des Messers. Nach der Figur ergiebt sich die Größe w der Vorwärtsbewegung für jeden einfachen Hub des Messers durch $W_1 W_1 = w_1$.

Man kann für die erforderliche Größe von w_1 eine Formel leicht aus der Figur ablesen, wenn man die Breite des Messers an der Spitze $AB = b$ und die Weite am Grunde $CD' = a$ setzt, und mit l die Höhe VV des Messers, sowie mit d die Dicke eines Fingers bezeichnet. Dann findet man:

$$A_4 X = x = \frac{b + q + t - d}{2} \quad \text{und} \quad C_4 P = y = \frac{q + a - d}{2},$$

folglich:

$$l = R R_1 = (x + y)\, tg\, \alpha_1 = \frac{b + 2q + t + a - 2d}{2} \frac{w_1}{q},$$

woraus die Vorwärtsbewegung zu

$$w_1 = \frac{2ql}{b + 2q + t + a - 2d}$$

folgt.

Wenn man die Vorwärtsbewegung w der Maschine größer annimmt, als dieser Gleichung entspricht, wie in der Figur für $A_2 A_1 A$ geschehen, so ergiebt sich die Größe $H_1 J_1$ des Vorwärtsbiegens der Halme an der Fingerkante zu

$$H_1 J_1 = v = (x + y)\, tg\, \alpha - l = \frac{b + 2q + t + a - 2d}{2} \frac{w}{q} - l.$$

In ähnlicher Weise kann man die Zeichnung für den doppelten Schnitt entwerfen, was hier unterbleiben soll, da die Abweichung nur ganz unwesentlich ist. In welcher Art aus dem Winkel α oder aus dem Verhältniß der Bewegungen w und q bei einer gewissen Größe q des Messerausschubs der Betrieb einzurichten ist, wird aus der Betrachtung des Triebwerks sich ergeben.

Beispiel. Wählt man für eine Mähmaschine die Fingertheilung $t = 80$ mm, und die Dicke $d = 35$ mm, ferner $a = b = 10$ mm und die Länge $l = 70$ mm, so muß für einen Kurbelschub $q = 75$ mm zur Vermeidung des Vorbiegens der Halme die Vorwärtsbewegung der Maschine für jeden einfachen Schub der Messerstange gleich

$$w_1 = \frac{2 \cdot 75 \cdot 70}{10 + 2 \cdot 75 + 80 + 10 - 2 \cdot 35} = \frac{1050}{18} = 58{,}3 \text{ mm}$$

gemacht werden.

Wollte man w größer, etwa gleich 80 mm, wählen, so wäre damit ein Vorbiegen einzelner Halme um die Größe

$$v = \frac{10 + 2 \cdot 75 + 80 + 10 - 2 \cdot 35}{2} \frac{80}{75} - 70 = 96 - 70 = 26 \text{ mm}$$

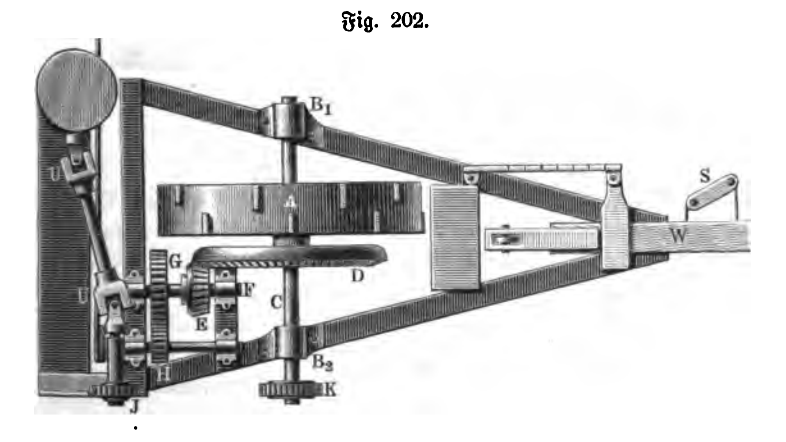
verbunden.

§. 62. **Das Triebwerk.** Die Unterstützung des Schneidzeugs und der zu dessen Betrieb dienenden Maschinentheile geschieht bei allen Mähmaschinen durch einen auf mehreren Rädern laufenden Wagen oder Karren. Man unterscheidet hierbei die sogenannten Fahrräder von den Trag- oder Laufrädern; die letzteren von geringem Durchmesser dienen nur als unterstützende Rollen für den Schneidapparat, während die Fahrräder das Hauptgewicht der ganzen Maschine aufzunehmen haben und mit Rücksicht hierauf immer von größerem Durchmesser (0,7 bis 1 m) ausgeführt werden. Die Laufräder dagegen erhalten meist nur 0,2 bis 0,6 m Durchmesser und werden zuweilen ganz fortgelassen, indem man die Unterstützung des Fingerbalkens am freien Ende durch einfache Gleitschuhe vornimmt.

Je nach der Anzahl der Fahrräder unterscheidet man ein- und zweiräderige Maschinen; jede der beiden Ausführungsarten hat ihre Vortheile. Während bei der Anordnung nur eines Fahrrades das Gesammtgewicht der Maschine entsprechend geringer ausfällt, als bei zwei Fahrrädern, so ist mit den letzteren eine bessere Unterstützung zu erzielen. Man findet sehr häufig die Getreidemähmaschinen mit einem Fahrrade ausgeführt, während man bei den Grasmähmaschinen, welche einen größeren Widerstand zu überwinden haben, zwei Fahrräder anwendet; die letztere Anordnung ist auch in dem Falle nothwendig, wenn man das Schneidzeug zum Aufklappen einrichtet, um die Beförderung der Maschine auf engen Wegen zu ermöglichen. Zum Betriebe des Schneidzeuges ebenso wie der bei Getreidemähmaschinen vorhandenen Ablegevorrichtung wird immer die Umdrehung eines Fahrrades oder der Fahraxe benutzt, in der Art, daß durch Zahnrädervorgelege die langsame Umdrehung des Fahrrades in eine bedeutend schnellere Drehung der Kurbelaxe umgesetzt wird, die dem Messer die hin- und hergehende Bewegung ertheilt. Die Art, wie dieser Betrieb abgeleitet wird, ist bei verschiedenen Maschinen zwar verschieden, doch pflegt man in fast allen Fällen zwei Räderpaare, wovon das eine ein Kegelräderpaar ist, in Anwendung zu bringen. Die folgenden Figuren stellen die am meisten verwendeten Einrichtungen dar.

In Fig. 202 [1]) ist das Fahrrad A einer einräderigen Maschine lose auf die Fahraxe gesteckt, welche in dem Rahmen bei B_1 und B_2 ihre Lager

Fig. 202.



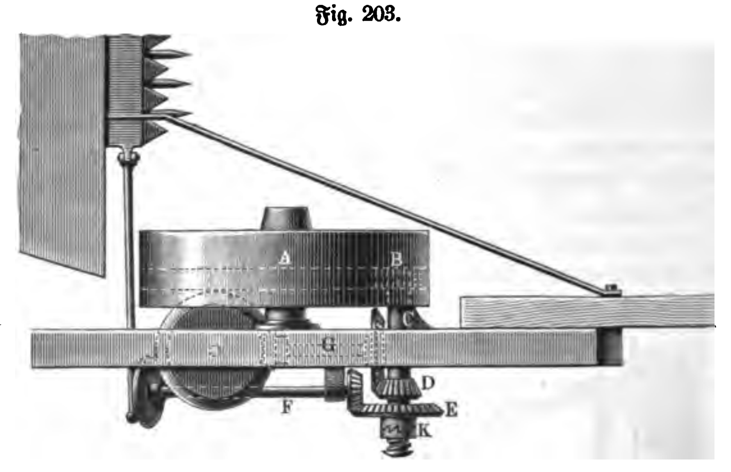
findet. Durch eine mittelst eines Hebels vom Kutschersitze aus zu bewegende Kuppelung kann das Fahrrad bei dem Arbeiten mit der Axe C fest verkuppelt

[1]) Maschine Little Champion, beschrieben von Perels in dem Berichte: „Die Bodencultur auf der Wiener Weltausstellung. 1873.“

werden, in welchem Falle das auf dieser Axe feste Kegelrad D die Bewegung auf das Getriebe E der Zwischenwelle F überträgt. Von dieser Welle erhält die Kurbelwelle für die Bewegung des Messers durch die beiden Stirnräder G und H ihre schnelle Umdrehung. Gleichzeitig wird durch ein auf der Fahraxe außerhalb der Lager angebrachtes Kettenrad K mittelst einer Kette das Rad J bewegt, von welchem aus durch Vermittelung von zwei Universalgelenken U die stehende Welle für die Ablegevorrichtung in Umdrehung gesetzt wird. An der Deichsel W ist die Wage für die Pferde bei S angebracht, so daß der von den letzteren ausgeübte Zug ungefähr in der Ebene der inneren Radkante des Fahrrades wirksam ist.

Bei der Mähmaschine von Samuelson, deren Triebwerk in Fig. 203 dargestellt ist[1]), wird die Bewegung des lose auf der Fahraxe sitzenden Fahr-

Fig. 203.



rades A durch einen inneren Zahnkranz dieses Rades auf das Getriebe B der Zwischenwelle C übertragen, welche letztere mit zwei aus einem Stück bestehenden Kegelrädern DE versehen ist. Hiervon dient das größere E zum Betriebe der Messerwelle F, während von dem kleineren D aus die Umdrehung einer anderen Zwischenwelle G abgeleitet wird, die der schräg stehenden Welle des Ablegeapparates die Bewegung durch ein drittes Kegelräderpaar ertheilt. Um bei dem Rückgange der Maschine und bei dem bloßen Transporte derselben das Messer und den Ablegeapparat außer Thätigkeit zu setzen, ist hier das Doppelrad DE lose auf seine Welle gesetzt, mit welcher es bei dem Arbeitsgange durch die Zahnkuppelung K fest verbunden werden kann.

[1]) Perels, Die Mähemaschinen.

Den Gestellrahmen für eine zweiräderige Maschine zeigt Fig. 204 [1]). Die beiden Fahrräder *A* sind hier ebenfalls lose auf die Axe *B* gesetzt, und durch an den Naben angebrachte Gesperre ist dafür Sorge getragen, daß die Fahraxe von den Fahrrädern bei dem Vorwärtsfahren mitgenommen wird, während bei dem Rückwärtsfahren die angewandten Sperrklinken sich aus den Sperrzähnen ausheben. Wie die Bewegung der Fahraxe *B'* durch das Kegelrad *C* auf die Zwischenwelle *D* und durch die Stirnräder *EF* auf die Kurbelwelle übertragen wird, ist aus der Figur ersichtlich. Es ist übrigens hier die Einrichtung getroffen, daß man durch ein Vertauschen des

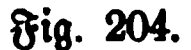
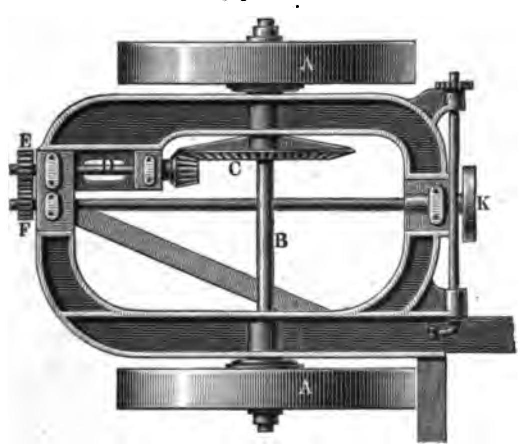


Fig. 204.



Rades *E* mit einem doppelt so großen innerlich gezahnten der Kurbelwelle die doppelte Geschwindigkeit ertheilen kann, und dem entsprechend ist die Kurbelscheibe *K* mit zwei verschiedenen Löchern für Aufnahme des Kurbelzapfens ausgerüstet, so daß man den Hub des Messers ebenfalls verändern und das Messer sowohl mit einfachem wie mit doppeltem Schnitte arbeiten lassen kann.

In Fig. 205 (a. f. S.) ist der Rahmen der Grasmähmaschine von Wood [2]) dargestellt: Hier sind ebenfalls beide Fahrräder *A* als Triebräder benutzt, indem jedes derselben mit einem Zahnkranze mit innerer Verzahnung *B* versehen ist, in welchen ein Getriebe *C* eingreift. Die beiden Getriebe *C* sind mit ihrer Axe *D* wieder durch Gesperre *G* so verbunden,

---

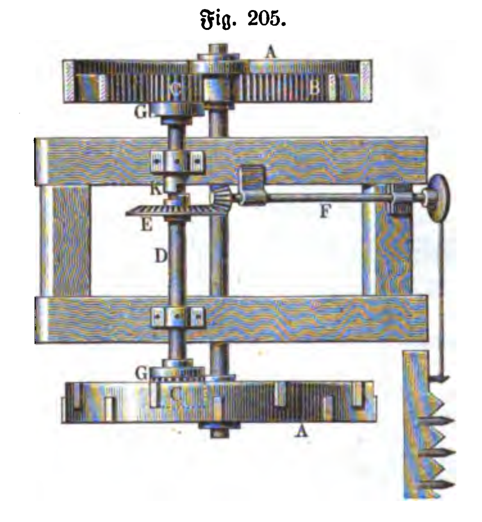
[1]) Buckeye-Mähmaschine von Aultmann, Miller & Co. in Ohio, aus: Wüst, Die Mähemaschinen der Neuzeit.

[2]) Perels, Handbuch rc., III. Heft, Erntemaschinen.

daß diese Axe nur bei dem Vorwärtsgange umgedreht wird. Durch das Kegelrad E bewegt die Axe D weiter die Welle E der Kurbel für das Messer, sobald das Rad E mit der Welle D durch eine ausrückbare Kuppelung K verbunden ist.

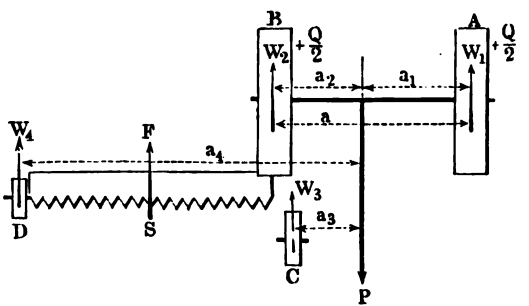
Die Deichsel für die Pferde ist bei den zweiräderigen Maschinen immer zwischen den beiden Fahrrädern angebracht, und zwar nicht in der Mitte zwischen den Rädern, sondern näher dem inneren Rade, aus dem Grunde, um den Seitenzug zu vermeiden, welcher sich sonst einstellen würde. Wie man durch die geeignete Anordnung der Deichsel diesen Seitenzug vermeiden kann, läßt sich wie folgt erkennen.

Fig. 205.



Sind A und B, Fig. 206, die beiden Fahrräder und sind außerdem in C und D zwei Laufräder angebracht, und bezeichnen G_1, G_2, G_3 und G_4 die auf diese Räder entfallenden Gewichte, so hat man bei dem bloßen Transport der Maschine, wenn dieselbe nicht arbeitet, an den Rädern die Widerstände W_1, W_2, W_3 und W_4 zu überwinden, welche man allgemein durch $W = \zeta \frac{G}{r}$

Fig. 206.



ausdrücken kann, wenn unter ζ der zugehörige Widerstandscoefficient und unter r der Halbmesser des Rades verstanden wird (s. Th. III, Abth. 2, Widerstände der Wagen). Hierzu kommt bei dem Arbeitsgange der zum Betriebe der arbeitenden Theile aufzuwendende Kraftbetrag. Wenn hierzu

an dem Umfange eines Fahrrades die Kraft Q erfordert wird, so hat man dieselbe zur Hälfte, also mit $\frac{Q}{2}$ an jedem der beiden Fahrräder angebracht zu denken, sobald, wie in den vorstehenden Beispielen der Fall war, beide Räder treibend wirken. Zur Vermeidung des Seitenzuges hat man dann die Deichsel so anzubringen, daß die Mittelkraft aus den an allen einzelnen Rädern wirkenden Widerständen mit der Zugrichtung der Pferde zusammenfällt. Hierzu kann man die Momentengleichung aufstellen:

$$\left(W_1 + \frac{Q}{2}\right) a_1 = \left(W_2 + \frac{Q}{2}\right) a_2 + W_3 a_3 + W_4 a_4,$$

woraus a_1 bei gegebener Entfernung a der Fahrräder leicht zu finden ist. Bei der Bewegung der Maschine stellt sich zwar auch ein gewisser Widerstand F der Stengel an dem Messer und an den Fingern ein, der in der Mitte des Schneidezeuges bei S anzunehmen ist, derselbe wird indeß gegen die übrigen Widerstände unbedeutend und daher zu vernachlässigen sein. Man kann auch anstatt durch Rechnung leicht graphisch mit Hülfe eines einfachen Kräftepolygons die Lage der Mittelkraft bestimmen, eine Ermittelung, welche bereits an anderen Stellen angegeben worden (siehe Th. I, Anhang).

Damit die treibenden Fahrräder die erforderliche Wirkung auf den Treibapparat äußern können, muß ihnen, wie schon früher bemerkt, das Gleiten verwehrt sein, und daher muß die gleitende Reibung, welche bei einem etwaigen Gleiten an den Radumfängen auftreten würde, größer sein, als die Summe $W + \frac{Q}{2}$ bei zwei Fahrrädern oder größer als $W + Q$ bei nur einem Fahrrade, wenn wieder W den Widerstand beim Wälzen und Q den Arbeitswiderstand vorstellt. Um diesen Gleitwiderstand in jedem Falle groß genug zu erhalten, sind die Fahrräder mit den aus den Figuren ersichtlichen Hervorragungen versehen, welche in den weichen Boden sich eindrücken, so daß dem bemerkten Gleiten nicht nur die Reibung, sondern auch die Festigkeit des Bodens sich widersetzt.

Die Anspannung der Pferde an der Deichsel geschieht mittelst der bekannten Wage, an welche die Zugscheite der Pferde so angespannt werden, daß die Stränge nach den Pferden hin eine geringe Ansteigung haben. Zuweilen hängt man auch wohl den Schneidapparat mit Hülfe einer aufwärts geneigten Zugstange derartig an den Spannnagel der Wage, daß bei dem Anziehen ein gewisser Theil vom Gewichte des Schneidzeuges von den Pferden getragen wird. Dadurch werden zwar die Pferde am vorderen Ende der Deichsel mit einem bestimmten Betrage belastet, der Widerstand des auf dem Boden fortzuschleppenden Schneidzeuges dagegen wird verringert.

Die Uebersetzung der Bewegung von dem Fahrrade auf die Messerwelle ergiebt sich leicht, sobald man in der im vorigen Paragraphen angeführten Art das Verhältniß $tg\,\alpha = \frac{w}{q}$ der fortschreitenden Bewegung der ganzen Maschine zu der Querbewegung des Messers bestimmt und für die Größe der Messerverschiebung oder des Kurbelhalbmessers eine bestimmte Annahme gemacht hat. Bezeichnet man mit r den Kurbelhalbmesser, so daß der Hub $2r = q$ etwa gleich der einfachen oder gleich der doppelten Fingertheilung ist, und ist R der Halbmesser des treibenden Fahrrades, so findet man die Anzahl von Kurbelumdrehungen für eine Drehung des Fahrrades einfach durch $tg\,\alpha = \frac{w}{q} = \frac{2R\pi}{2\,.\,n\,.\,2\,r}$ zu $n = \frac{R\pi}{2\,r\,tg\,\alpha} = \frac{R\pi}{w}$; hiernach hat man die Zähnezahlen der Räder passend zu bestimmen.

Beispiel. Die Fahrräder einer Mähmaschine mögen 0,9 m Durchmesser haben, wie groß muß das Umsetzungsverhältniß zwischen der Fahrradaxe und der Kurbelwelle des Schneidzeuges angeordnet werden, damit entsprechend dem Beispiele des vorhergehenden Paragraphen bei einer Größe des Messerschubes von 75 mm ein Vorwärtsbiegen der Halme nicht stattfindet?

Die Rechnung ergab zur Vermeidung des Vorbiegens eine Vorwärtsbewegung $w = 58{,}3$ mm, so daß man das gesuchte Umsetzungsverhältniß dafür zu

$$n = \frac{R\pi}{w} = \frac{450\,.\,3{,}14}{58{,}3} = 24{,}2$$

erhält, während bei einer Größe von w gleich 80 mm

$$n_1 = \frac{450\,.\,3{,}14}{80} = 17{,}7$$

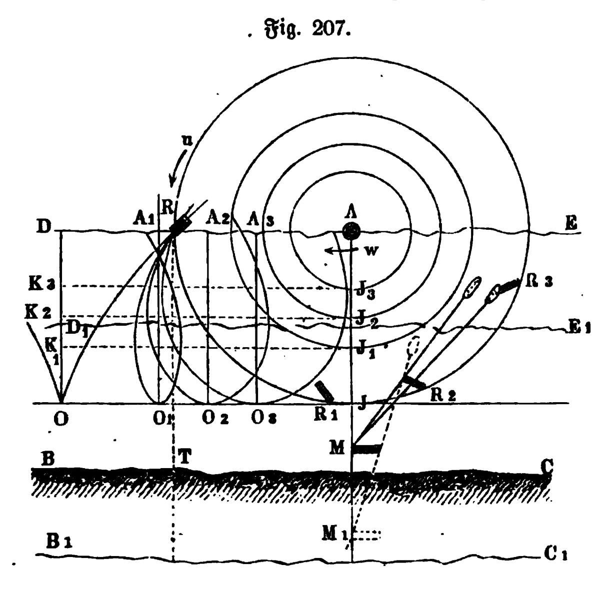
folgt. Hiernach sind die Umsetzungsverhältnisse der beiden Räderpaare einzurichten.

Für eine Geschwindigkeit der Pferde von 1,2 m in der Secunde ergiebt sich die Umdrehungszahl der Fahrräder in der Minute zu $\frac{60\,.\,1{,}2}{0{,}9\,.\,3{,}14} = 25{,}5$ und daher diejenige der Messerwelle zu $25{,}5\,.\,24{,}2 = 617$ und bezw. zu $25{,}5\,.\,17{,}7 = 451$. Bei zweischnittigen Messern, für welche der Kurbelschub etwa doppelt so groß gleich 150 mm anzunehmen ist, genügt eine halb so große Umdrehungszahl der Messerwelle.

§. 63. **Zu- und Abführung des Getreides.** Bei den älteren Maschinen wendet man, um die Halme zur Erzielung eines guten Schnittes in gehöriger Weise dem Messer darzubieten, einen Haspel an, dessen wagerechte Axe parallel zu dem Messer über demselben in dem Gestelle der Maschine gelagert ist, und an dessen Armen axiale Raffbretter befestigt sind, die daher bei der Drehung der Haspelwelle fortwährend parallel mit dem Schneidzeuge bleiben. Diese Raffbretter tauchen hierbei bis zu bestimmter

Tiefe in das stehende Getreide ein, dessen Halme durch die Haspelbewegung gegen das Messer hin gebogen und auf die hinter demselben sich anschließende Plattform niedergelegt werden. Zu beachten ist hierbei, daß die Geschwindigkeit dieser Raffer nicht so groß gewählt werde, um ein Ausschlagen der Aehren zu bewirken, aber doch so groß, daß ein Raffer, nachdem er über das Messer hin gegangen ist und nach hinten ausweicht, sich den Halmen entziehe, die unmittelbar darauf geschnitten werden, weil sonst diese Halme, wenn sie auf den Raffer fallen, von demselben mitgeschleppt werden, womit ein Verzetteln des Getreides verbunden ist. Um zu ermitteln, mit welcher Geschwindigkeit die Raffer sich zur Vermeidung des letztgedachten Uebelstandes bewegen müssen, dient am besten eine Zeichnung, wie Fig. 207, in welcher A

Fig. 207.



die Axe des Haspels und R einen Raffer vorstellt, während M das Messer, BC den Boden und DE die Oberfläche des Getreides bedeutet.

Der Weg, welchen irgend ein Punkt im Umfange des Haspels, also der Raffer R, im Raume zurücklegt, ist offenbar durch die Cycloide RO dargestellt, welche man durch das Abwälzen des Haspelumfanges auf der Horizontalen durch den tiefsten Punkt J erhält, sobald man voraussetzt, daß die Umfangsgeschwindigkeit u des Haspels gerade gleich der Fortbewegungsgeschwindigkeit w der ganzen Maschine ist. Nimmt man dagegen an, die Haspelgeschwindigkeit u sei größer, etwa gleich $2w$, so kann man sich denken, der Haspel wälze sich mit einem Kreise J_2 von dem Halbmesser $AJ_2 = \frac{1}{2} AJ$

auf der Horizontalen durch J_2 ab, der Punkt R beschreibt dann die sogenannte verlängerte Cycloide RO_2, welche unterhalb J_2K_2 die bis an die Gerade OJ herabreichende Schleife bildet. Die Zeichnung dieser Linie macht keine Schwierigkeit, und in der Figur sind die verlängerten Cycloiden RO_1, RO_2, RO_3, entsprechend den Haspelgeschwindigkeiten $u = 1,5\,w$; $u = 2\,w$; $u = 3\,w$ angedeutet. Die Richtung der betreffenden Cycloide, welche dem gewählten Geschwindigkeitsverhältnisse entspricht, giebt für den Punkt R die Richtung an, die man passend dem Raffbrette daselbst zu geben hat, um dieses Brett hochkantig, d. h. mit seiner kleinsten Fläche, in das Getreide einzuführen, damit ein Ausschlagen der Aehren thunlichst vermieden werde.

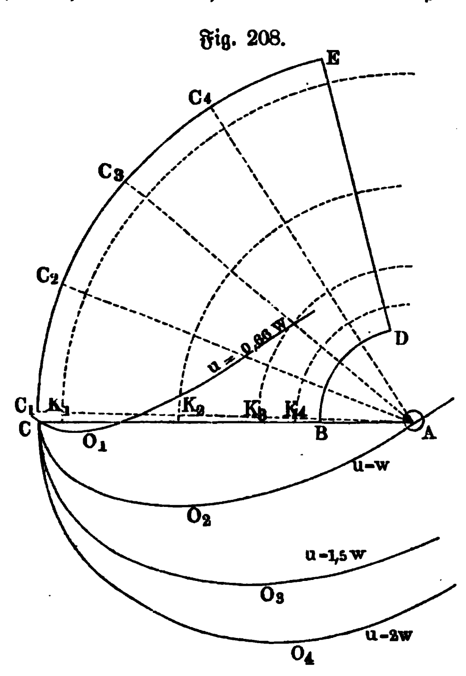
Das bei R eintretende Brett erfaßt alle diejenigen Halme, welche rechts von RT stehen und drängt dieselben gegen das Messer M, von dem der Einfachheit wegen angenommen werden soll, daß es genau senkrecht unter der Haspelaxe A gelegen sein soll. Das Raffbrett steht unter dieser letzteren Voraussetzung gerade dann über dem Messer, sobald dasselbe und also auch die Haspelwelle in der Verticalebene durch den Fußpunkt O der zugehörigen Schleife angekommen ist. So z. B. steht das Raffbrett bei dem Verhältniß $\frac{u}{w} = 2$ genau über dem Messer, wenn die Haspelwelle die Stellung A_2 erreicht hat, und es sind also noch alle Halme zwischen A_2O_2 und RT unter dem Brette befindlich; dieselben werden geschnitten, während die Maschine von A_2 bis R sich bewegt. Hat sich nun während dieser letztgedachten Bewegung das Raffbrett um den Bogen JR_2 über den tiefsten Punkt weiter bewegt, so sind die Verhältnisse so zu wählen, daß die Entfernung JR_2 groß genug wird, um die nunmehr zum Abschneiden gelangenden Halme entweder gar nicht oder doch nur mit ihren Spitzen auf das ausweichende Raffbrett fallen zu lassen, um von diesem nicht mitgeschleppt und verzettelt zu werden.

In der Figur ist noch die Stellung der niederfallenden Halme für eine geringere Eintauchung des Haspels durch Punktirung angegeben, entsprechend der Lage des Messers in M_1 und der Getreideoberfläche in D_1E_1. Hier genügt schon eine geringere Haspelgeschwindigkeit u und man erkennt daraus, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Haspels um so größer gewählt werden muß, je tiefer man die Raffer in das Getreide eintauchen läßt, und je kleiner der Haspeldurchmesser gemacht wird. Nach den Angaben von Wüst ist es zweckmäßig, den Haspeldurchmesser zu 2 m und die Umfangsgeschwindigkeit etwa gleich der 1,5 fachen Fahrgeschwindigkeit anzunehmen, sowie eine Eintauchungstiefe von $^1/_3$ der Halmlänge, also zwischen 0,33 und 0,5 m, anzuordnen. Macht man die Haspelaxe der Höhe nach verstellbar, so wird man meistens in der Lage sein, die Raffer auf solche Tiefe eintauchen zu lassen, daß ein Verziehen der Halme vermieden wird.

Bei den neuerdings in Anwendung kommenden Mähmaschinen ordnet man zur Zuführung der Halme in der Regel einen um eine stehende Welle drehbaren Haspel an, sei es, daß diese Welle genau senkrecht oder in geringem Maße gegen das Loth geneigt aufgestellt wird. Bei dieser Anordnung kann der Haspel gleichzeitig zur Ablegung der Garben von der Plattform benutzt werden, wenn man einzelne oder eins der Raffbretter mit Harkenzähnen versieht, die bei ihrem Hinwegstreifen über die Plattform das darauf befindliche Getreide mitnehmen, um es in Garbenform von der Plattform seitlich herunterfallen zu lassen.

Die Wirkungsweise eines solchen stehenden Haspels ist aus Fig. 208 verständlich. Bedeutet hier BC im Grundriß das Schneidzeug und ist A die senkrecht stehende Haspelaxe, um welche Haspelarme von der Länge AC sich drehen, so beschreibt der Endpunkt C eines solchen Armes bei seiner Drehung um A und gleichzeitigen Fortbewegung der ganzen Maschine eine krumme Linie CO, die sich als eine verlängerte Cycloide kennzeichnet, für welche der sich abwälzende Grundkreis AK von solcher Größe anzunehmen ist, daß sein Umfang gerade gleich der bei einer vollen Haspeldrehung stattfindenden Fortbewegung ist. In der Figur sind mehrere solche Cycloiden CO_1, CO_2, CO_3, CO_4 für Grundkreise gezeichnet,

Fig. 208.



deren Halbmesser AK zu $AK_1 = 1{,}5\,a$, $AK_2 = a$, $AK_3 = {}^2/_3\,a$, $AK_4 = {}^1/_2\,a$ angenommen wurden, wenn $a = AK_2$ die Entfernung der Mitte K_2 eines Raffbrettes von der Axe A bedeutet. Es ist ersichtlich, daß, wenn der Arm über dem Messer in BC steht, von ihm alle diejenigen Halme erfaßt sein werden, die zwischen dem Messer BC und der zugehörigen Cycloide CO befindlich sind. Je weiter diese Cycloide daher vor der Schneidkante BC gelegen ist, desto weiter wird sich auch der Raffer nach rückwärts entfernt haben, bevor andere vor ihm befindliche Halme geschnitten

werden, die auf ihn fallen könnten. Auch hier stellt AC_1, AC_2, AC_3 und AC_4 diejenige Lage vor, in welche das Raffbrett in dem Augenblicke gelangt ist, wo in O der letzte gefaßte Halm geschnitten wird. Von diesem Augenblicke an werden die weiter zum Schnitte kommenden Halme über den Raffer fallen, falls derselbe nicht schon genügend ausgewichen ist. Man erkennt, daß auch hier wie bei dem wagerechten Haspel eine größere Umfangsgeschwindigkeit des Haspels von Vortheil ist, und man wird etwa die Curve CO_3, welche einem Halbmesser $AK_3 = {}^2/_3\,a$ entspricht, d. h. für welche die Haspelgeschwindigkeit in der Entfernung $AK_3 = {}^2/_3\,a$ von der Axe gerade gleich der Fahrgeschwindigkeit w ist, als eine solche ansehen können, bei welcher die Halme nicht mehr in dem Maße auf die ausweichenden Raffer fallen, um ein Verzetteln befürchten zu müssen. Man ersieht auch aus der Figur, daß in der Nähe der Axe, wo der Raffer sich nur mit geringer Geschwindigkeit bewegt, ein Ueberfallen der Halme nur durch eine entsprechende Höhe der Raffbretter zu vermeiden sein wird. Wüst empfiehlt, bei einer mittleren Geschwindigkeit u der Raffbretter gleich der 1- bis 1,33 fachen Fahrgeschwindigkeit w die obere Kante der Raffer mindestens 30 bis 40 cm über die Plattform zu legen.

Es wurde schon oben angeführt, daß man die Axe des Haspels gleichzeitig mit der Harke versieht, welche zum Ablegen der auf die Plattform gefallenen Halme in der Gestalt einer Garbe dienen soll. Diese mit ihren Zähnen dicht über der Plattform hinstreifende Harke schiebt die Halme auf der Plattform entlang und über die Abfallkante DE herab, so daß auf diese Weise eine Seitenablage erzielt wird, wie sie nöthig ist, wenn die Pferde bei dem nächsten Gange der Maschine freie Bahn finden sollen. Wenn die Harke in der Stellung DE die Plattform verläßt, so werden die von ihr mit gewisser Geschwindigkeit verschobenen Halme vermöge dieser von ihnen angenommenen Geschwindigkeit um eine bestimmte Größe über die Abfallkante DE fortgeschleudert werden, und zwar werden sie um so weiter geworfen, je größer ihre Geschwindigkeit ist. Hieraus geht hervor, daß diese Flugweite der Halme von der Innenkante D nach außen hin zunimmt, weil die Geschwindigkeiten in verschiedenen Punkten direct mit deren Abständen von der Axe A des Haspels veränderlich sind. Die Folge hiervon ist, daß die Halme, wenn sie auf dem Boden ankommen, die für das nachherige Binden zu Garben ungeeignete Form eines schiefwinkeligen Vierecks annehmen. Um diesem Uebelstande nach Möglichkeit abzuhelfen, kann man sich des Hülfsmittels bedienen, die Harke schon vor ihrer Ankunft an der Abfallkante etwa in der Lage AC_4 von der Plattform abzuheben. In diesem Falle werden die mehr nach außen gelegenen mit größerer Geschwindigkeit abgeworfenen Halme und die inneren langsamer fortgeschleuderten nahezu an derselben Stelle den Boden erreichen und sich daselbst in ungefähr recht-

eckiger Form ablagern. In Betreff einer näheren Untersuchung der für eine geeignete Ablage zu wählenden Verhältnisse mag auf die unten angezeigte Quelle [1]) verwiesen werden, welcher die vorstehenden Betrachtungen im Wesentlichen entnommen wurden.

Wenn man die Haspelwelle genau senkrecht stellt, die Raffer also in einer wagerechten Ebene sich bewegen läßt, so behindern dieselben nach dem Verlassen der Plattform auf ihrem Wege zu dem Messer den Führer der Maschine, was man in verschiedener Weise zu vermeiden bestrebt gewesen ist: Anstatt einer senkrechten Welle hat man z. B. eine schräge Axe gewählt, und die Arme in einem Kegelmantel angeordnet, so, daß jeder derselben in der inneren Lage sich wagerecht über dem Messer bewegt, und sich außerhalb genügend hoch erhebt, um für den Führer nicht hinderlich zu sein. Hierzu ist natürlich erforderlich, daß die Plattform kegelförmig gestaltet wird, wobei sie am äußeren Ende der Abfallkante wesentlich höher über dem Fußboden gelegen ist, als am inneren, was nach dem Vorhergehenden die Schwierigkeiten einer guten Garbenbildung nur vermehren kann. Ein anderer Uebelstand dieser Anordnung besteht darin, daß hierbei die Raffbretter, deren Ebene durch die Axe hindurchgeht, nur in der höchsten und in der tiefsten Lage lothrecht stehen, während sie in allen anderen Lagen mehr oder minder geneigt sind, so daß sie wegen des schrägen Eintretens in das Getreide viele Aehren ausschlagen.

Um diesen letzteren Uebelstand zu vermeiden, hat man auch die Anordnung so getroffen, daß die Axe senkrecht aufgestellt wird und eine Drehung gar nicht erhält, die Bewegung der Raffer vielmehr durch ein auf dieser feststehenden Axe lose befindliches Rad bewirkt wird, mit welchem die Arme der Raffbretter vermittelst horizontaler Scharniere verbunden sind. Die Axe ist oberhalb um einen gewissen Betrag nach der Seite hin gebogen, auf diese Weise an ihrem Ende einen excentrischen Zapfen bildend, an welchen mittelst eines drehbaren Halsringes Lenkschienen angeschlossen sind, deren andere Enden mit den Armen der Raffer durch Scharniere verbunden sind. Vermöge dieser Verbindung wird bei der Drehung des auf der Axe befindlichen Rades eine solche Herumführung der Arme bewirkt, daß dieselben sich in einem Kegelmantel bewegen, jedoch bleibt hierbei die Ebene jedes Raffbrettes immer lothrecht, indem die Schwingung, zu welcher jeder Arm durch den excentrischen Zapfen und den angeschlossenen Lenker genöthigt wird, nur in verticaler Ebene, nämlich um den horizontalen Scharnierzapfen, erfolgen kann, durch welchen der Arm mit dem Rade verbunden ist. Hierbei sind in der Regel von den vier Armen des Haspels je zwei gegenüber liegende fest mit einander verbunden, derart, daß sie die stehende Axe durch einen in

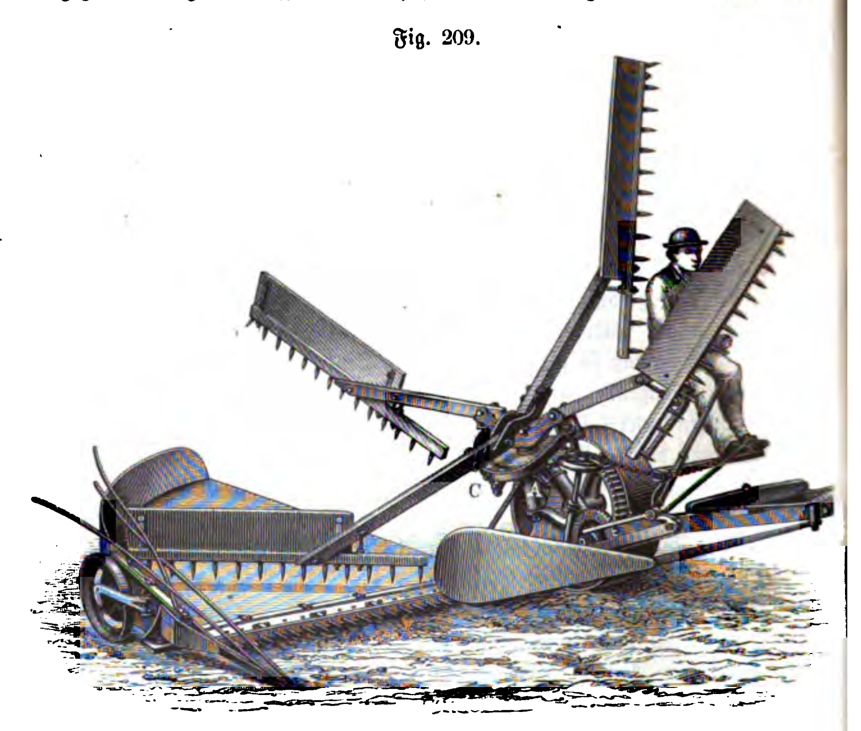
---

[1]) **Wüst**, Die Mähemaschinen der Neuzeit.

ihnen befindlichen Schlitz hindurchtreten lassen, in welchem auch die betreffenden Scharnierbolzen angebracht sind. Auch mit dieser Anordnung bleibt der Uebelstand verbunden, welcher aus der kegelförmigen Gestalt der Plattform sich ergiebt.

Um nun eine ebene Gestalt der Plattform anwenden zu können, ist man zu einer Bewegungsart der Raffer übergegangen, wie sie aus Fig. 209 ersichtlich ist, welche eine Mähmaschine von Samuelson vorstellt. Je zwei gegenüber liegende Raffer sind auch hier durch einen gemeinsamen Arm ver-

Fig. 209.



bunden, welcher die senkrecht stehende Welle *A* mit einem Schlitz umfängt und mit derselben an dieser Stelle durch einen Querbolzen scharnierartig verbunden ist. Bei der Umdrehung der Welle *A* durch entsprechende Kegelräder werden daher die Arme mit herumgenommen, wobei sie aber gleichzeitig um die besagten Scharnierbolzen schwingen können. Hierzu werden sie veranlaßt durch einen Führungsring *C*, welcher an dem die Welle stützenden Gestelle befestigt ist, und auf welchem die Rafferarme mittelst kleiner Frictionsrollen sich führen. Es ist ersichtlich, daß man die Gestalt dieser Führung so bestimmen kann, daß die Unterkante eines Raffers sich in einer

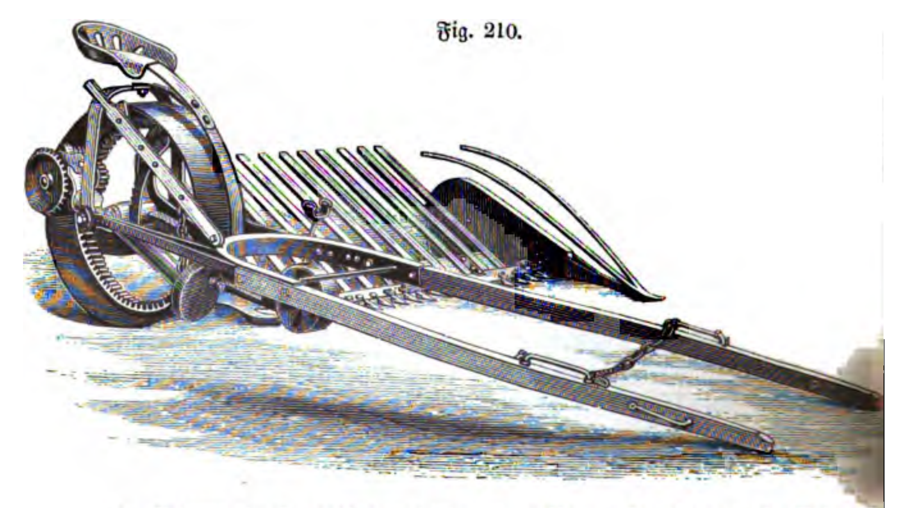
wagerechten Ebene bewegt, so lange dieser Raffer sich über der Plattform befindet, während er nach dem Verlassen derselben sich erhebt, um bei der weiteren Drehung den Führer nicht zu behindern. Zur besseren Erreichung des letzteren Zweckes hat man auch die Arme für je zwei gegenüberliegende Raffer unter einem Winkel von etwa 100° gegen einander geneigt, so daß, wenn der eine Raffer über der Plattform in wagerechter Lage sich befindet, der ihm gegenüberstehende Arm nahezu in die senkrechte Lage gekommen ist. Schrauben gestatten eine Verstellung des Führungringes nach der Höhe.

Anstatt eine Verbindung von je zwei gegenüberstehenden Raffern in der gedachten Art durch gemeinsame Arme vorzunehmen, hat man neuerdings vielfach jeden Arm für sich allein durch ein Scharnier mit der Welle verbunden, so daß jeder Arm durch die ebenso wie in Fig. 209 angebrachte Führung seine schwingende Bewegung unabhängig von derjenigen der anderen erhält. Bei einer solchen Anordnung freier mit einander nicht verkuppelter Raffer hat man dann Gelegenheit, jeden Raffer nach Belieben zum Ablegen des Getreides zu benutzen. Hierzu ist nämlich nur erforderlich, den mit Harkenzähnen versehenen Raffer in demjenigen Theile seines Weges, wo er sich über der Plattform befindet, so tief auf die letztere heruntergehen zu lassen, daß die Harkenzähne das Getreide von der Plattform herabstreichen, um es seitlich als Garbe abfallen zu lassen. Soll dagegen ein Raffer nur zur Zuführung des Getreides und zum Niederlegen der geschnittenen Halme auf die Plattform dienen, so muß derselbe in größerem Abstande von der letzteren sich bewegen. Dieser Zweck wird erreicht dadurch, daß man der gedachten Führung in dem betreffenden Quadranten über der Plattform eine doppelte Bahn für die Führungsrollen der Arme giebt, eine niedrigere für das Ablegen und eine höher gelegene, bei deren Durchlaufung der Arm nur als Raffer und nicht als Harke zur Wirkung kommt. Durch einfache Vorrichtungen von der Wirkung der Zungen bei Weichen kann ein Arm je nach Wunsch in die Bahn für die Raffer oder in diejenige für die Harken geleitet werden, und zwar kann die regelmäßig wiederholte Umsetzung der gedachten Weichenzungen selbstthätig durch die Arme oder durch Anstoßknaggen auf der Haspelwelle oder durch sonst geeignete Vorrichtungen geschehen. In diesem Falle wird immer nach Durchlaufung eines bestimmten Weges, z. B. nach einer vollen Umdrehung der Haspelwelle, die Ablage erfolgen, so daß die gebildete Garbe dasjenige Getreide enthält, welches von der Maschine auf dem einer Haspeldrehung zugehörigen Wege geschnitten worden ist. Wenn man indessen, etwa bei stellenweise dünner stehendem Getreide, ein zu geringes Gewicht der gebildeten Garben vermeiden will, so kann man dies dadurch erzielen, daß dem Führer Gelegenheit gegeben wird, durch Handhabung eines Hebels zur bestimmten Zeit die Wirkung der gedachten Weiche aufzuheben, so daß ein Ablegen je

nach Erforderniß mehr oder minder häufig erfolgt. In Betreff der nähern Einrichtungen dieser Ablegeapparate muß auf die diesen Gegenstand im Besonderen behandelnden Lehrbücher über die landwirthschaftlichen Maschinen verwiesen werden.

Ganz abweichend von den Einrichtungen, welche, wie die vorstehend angeführten, ein Ablegen durch die Arme des Haspels bewirken, ist die Anordnung einer auf der Plattform sich bewegenden Scharre, welche vermittelst einer Kurbel und einer Curvenführung eine solche Bewegung empfängt, daß sie das durch die Arme eines horizontalen Haspels herangeführte und auf die Plattform niedergelegte Getreide zunächst durch eine quer über die Plattform gehende Bewegung nach der äußeren Zarge derselben hinschiebt und dort zu einer Garbe zusammendrängt, worauf durch die weitere Bewegung

Fig. 210.

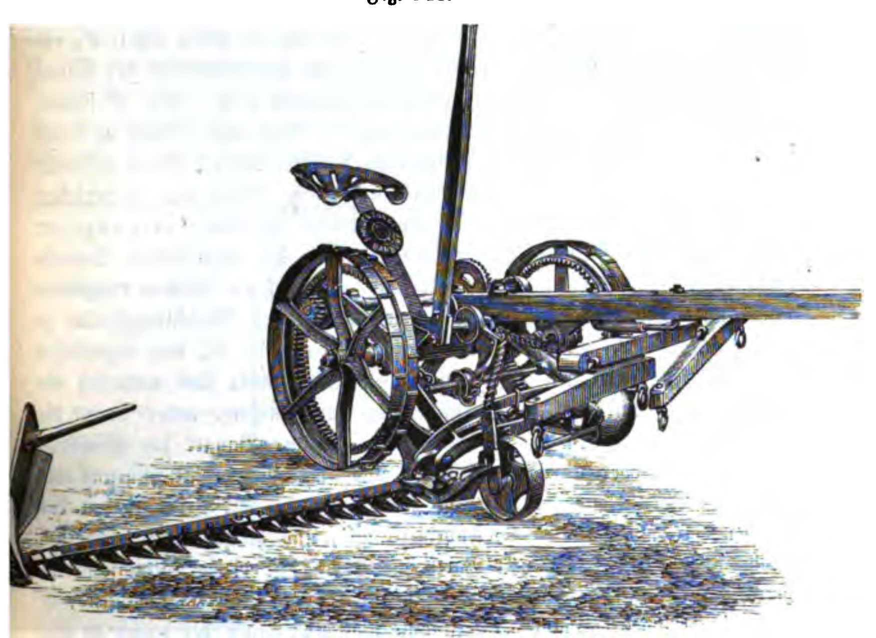


der Scharre ein Herabschieben dieser so gebildeten Garbe über die Abfallkante der Plattform erfolgt. Es mag noch bemerkt werden, daß die ersten Mähmaschinen mit einer Ablegevorrichtung versehen waren, die im Wesentlichen aus mehreren Transportschnecken bestand, welche, in der Plattform selbst gelagert, durch ihre Umdrehung das geschnittene Getreide nach der Seite und von der Plattform herunter schoben, so daß die Ablegung ununterbrochen im Schwad erfolgte. Diese Art der Ablegung ist heute nicht mehr in Gebrauch.

Am einfachsten ist die Ablegung nach hinten zu bewirken. Hierzu genügt es, die Plattform nach Fig. 210 aus mehreren, in der Fahrrichtung parallel neben einander liegenden Latten in Form eines Rostes zu bilden, welcher um eine dazu senkrechte, also mit dem Messer parallele Axe in

geringem Grade gekippt werden kann. So lange nicht abgelegt wird, befindet sich dieser Lattenrost in geringer Höhe über dem Boden und die Arme des wagerechten Haspels legen fort und fort die geschnittenen Halme darauf nieder. Soll die so gebildete Garbe nach Erlangung der hinreichenden Stärke auf den Boden rückwärts abgelegt werden, so wird die Lattenplattform durch einen Hebel von dem Führer ein wenig um ihre Queraxe gedreht, so daß das hintere Ende sich auf den Boden legt. Hierbei stechen die Stoppeln zwischen den Latten hindurch in das auf dem Roste liegende Getreide

Fig. 211.



und halten dasselbe fest, so daß durch die Vorwärtsbewegung der Maschine in der einfachsten Art ein Herabziehen der Garbe nach hinten erfolgt. Wie schon früher bemerkt, erfordert eine solche Rückwärtsablage das sofortige Aufbinden des geschnittenen Getreides unmittelbar nach dem Abschneiden, damit die Pferde bei dem nächsten Schnitte freie Bahn finden; aus diesem Grunde wird diese Rückwärtsablage in der Regel nicht mehr ausgeführt. Nur bei den Grasmähmaschinen ist das Ablegen nach hinten allgemein im Gebrauche, da hierbei ein Nachtheil nicht damit verknüpft ist, wenn die Pferde bei dem folgenden Schnitte über das zuvor gemähte Gras hinweg gehen. Eine besondere Ablegevorrichtung ist bei den gewöhnlichen Gras-

mähmaschinen gar nicht vorhanden, indem das geschnittene Gras unmittelbar hinter dem Messer auf den Boden fällt, ebenso ist eine Zuführungsvorrichtung dabei nicht in Gebrauch. Fig. 211 (a. v. S.) stellt eine solche Grasmähmaschine vor.

§. 64. **Erfahrungsresultate.** Die ganze zum Betriebe einer Mähmaschine von den Pferden auszuübende Zugkraft P setzt sich zusammen aus drei Theilen, von denen der erste P_t zur Ueberwindung der Transportwiderstände dient, die sich der Fortbewegung der Maschine wie derjenigen eines Wagens entgegensetzen. Ein zweiter Theil P_m entsteht aus den Widerständen in den einzelnen Maschinentheilen, und der dritte Theil P_n entspricht der eigentlichen Nutzarbeit, welche zum Durchschneiden der Halme, sowie zum Ablegen derselben aufgewendet werden muß. Die Gesammtzugkraft P, ebenso wie den Transportzug P_t, kann man einfach an einem Dynamometer ablesen, welches zwischen die Deichsel und die Wage geschaltet wird, an der die Zugstränge der Pferde angreifen. Wenn man in derselben Art auch den Widerstand P_o bestimmt, welcher bei dem Leergange der Maschine sich einstellt, d. h. wenn die Maschine bei eingerücktem Schneidzeuge und Ablegeapparate fortbewegt wird, ohne daß ein Mähen vorgenommen wird, so erhält man den Widerstand in den Maschinentheilen zu $P_m = P_o - P_t$, während die Differenz $P - P_o = P_n$ den eigentlichen Nutzwiderstand erkennen läßt. Alle diese Widerstände sind natürlich abhängig nicht nur von den verschiedenen Verhältnissen, unter denen die Maschine zu arbeiten hat, sondern auch von der Bauart der Maschine und der mehr oder minder sorgfältigen und zweckmäßigen Ausführung derselben. Der Transportzug hängt wesentlich von der Beschaffenheit des Bodens ab, wie dies für alle Fuhrwerke gilt, und hierfür sind namentlich hohe und breite Räder von Vortheil. Ebenso ist dieser Widerstand im directen Verhältnisse mit dem Gewichte der ganzen Maschine wachsend, so daß ein geringes Gewicht der Maschine nicht nur wegen des damit in Beziehung stehenden geringen Preises, sondern auch wegen des verminderten Kraftaufwandes vortheilhaft ist. Das Gewicht der Maschine wird während des Betriebes immer noch durch dasjenige des Führers vermehrt, denn es ist stets für die Anordnung eines besonderen Kutschersitzes zu sorgen, weil sonst, wenn der Führer auf dem einen Pferde reitet, die dadurch verursachte Belastung des letzteren seine Zugkraft in ungünstiger Weise verringert. Hierauf, sowie darauf, daß man aus demselben Grunde eine möglichste Ausbalancirung der Maschine vornehmen soll, wurde bereits oben hingewiesen. Wenn die Pferde auch noch wegen mangelhafter Anordnung der einzelnen Theile einem gewissen Seitendrucke unterworfen sind, gegen welchen sie mit entsprechender Kraft wirken müssen, so ist die Ausübung dieses Seitendruckes zwar nicht

mit einer eigentlichen Aufwendung von mechanischer Arbeit verbunden, insofern dieser Seitendruck zu der Bewegungsrichtung der Maschine senkrecht steht, doch aber ist eine erhebliche Anstrengung und Ermüdung der Thiere die Folge, so daß die auszuübende Zugkraft nur geringer ausfällt, ebenso wie dies bei dem gleichzeitigen Tragen einer Last der Fall ist.

Ueber die Größe der einzelnen oben genannten Widerstände von Mähmaschinen sind gelegentlich der öfteren Wettbewerbe auf den Ausstellungen landwirthschaftlicher Maschinen vielfach Versuche angestellt worden, so daß hierdurch sowie auch durch die von den Versuchsanstalten landwirthschaftlicher Hochschulen angestellten Versuche ein ziemlich reichhaltiges Material gewonnen worden ist, welches aber, wie schon angedeutet wurde, eine sehr große Verschiedenheit der Ergebnisse aufweist. Für den hier vorliegenden Zweck genügt es, eine Zusammenstellung von durchschnittlichen Werthen in der folgenden kleinen Tabelle anzuführen, welche dem mehrerwähnten Werke von Wüst über die Mähmaschine entnommen ist, und welche das Resultat vieler Versuche ist. Die in dieser Tabelle angegebenen Zahlen beziehen sich durch-

Mähmaschine für	Gewicht für 1 m Schnittbreite in kg G	Zugkraft für 1 m Schnittbreite in kg			
		zum Transport P_t	zur Bewegung der Maschinentheile P_m	zum Schneiden u. Ablegen der Halme P_n	zum Betrieb der ganzen Maschine P
Selbstablage	370	48	16	36	100
Handablage	290	48	13	34	95
Gras	270	48	20	82	150

weg auf eine Schnittbreite gleich 1 Meter und man erhält daher die von den Thieren im Mittel auszuübende Zugkraft durch Multiplication der unter P enthaltenen Werthe mit der Breite des Messers in Metern. Die thatsächlich auszuübende Zugkraft ist fortwährenden Schwankungen unterworfen, so daß man nach unserer Quelle die größten auftretenden Zugkräfte um etwa 50 Proc. größer annehmen darf, als die in der Tabelle enthaltenen Mittelwerthe. Hierauf hat man bei der Ermittelung der Dimensionen der einzelnen Maschinentheile zu achten.

Aus dieser Tabelle ersieht man, daß bei der Verwendung von zwei kräftigen Pferden, für welche man während einer etwa sechsstündigen täglichen Arbeitsdauer zusammen $2 . 75 = 150$ kg Zugkraft voraussetzen darf, die Schnittbreite einer Getreidemähmaschine nicht größer als etwa 1,5 m und

die einer Grasmähmaschine zu etwa 1,3 m anzunehmen ist; diese Breiten sind denn auch die in der Wirklichkeit für diese Maschinen gebräuchlichen. Auch bei Maschinen mit Handablage wird in der Regel die Schnittbreite nicht über 1,5 m betragen, weil sonst die Handhabung eine zu schwierige werden würde, auch die Gesammtbreite der Maschine, welche bei 1,5 m Schnittbreite etwa 3 m beträgt, eine für den Transport unbequem große werden müßte.

Die Tabelle zeigt auch, daß von der ganzen zum Betriebe aufzuwendenden Zugkraft oder bezw. Arbeit nur ein verhältnißmäßig kleiner Theil zur Erzeugung der eigentlichen nützlichen Arbeit des Schneidens und Ablegens der Stengel verwendet wird, so daß man den Wirkungsgrad der Maschine den Werthen der Tabelle zufolge etwa zwischen $\frac{36}{100} = 0,36$ und $\frac{82}{150} = 0,55$ annehmen darf.

Die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Pferde die Maschine unter gewöhnlichen Verhältnissen fortbewegen, kann man zu $w = 1,1$ m annehmen. Bezeichnet man mit b die Schnittbreite, so würde man stündlich eine Fläche von $60 . 60 . b\, w$ abmähen können, wenn keinerlei Unterbrechungen in der Wirksamkeit der Maschine vorkämen. Man erhielte danach für eine Maschine mit 1,5 m Schnittbreite bei der genannten Geschwindigkeit von 1,1 m eine ideale Schnittfläche von

$$3600 . 1,5 . 1,1 = 5940 \text{ qm oder } 0,594 \text{ Hectar.}$$

Die auch unter den günstigsten Verhältnissen immer auftretenden unvermeidlichen Störungen und Betriebsunterbrechungen sind die Veranlassung, daß die thatsächliche Leistung der Mähmaschinen stets hinter dieser berechneten Größe zurückbleibt. Nach den Angaben von A. Krämer[1]) darf man voraussetzen, daß bei Verhältnissen, die für die Maschinenarbeit einigermaßen günstig sind, durchschnittlich täglich bei zehnstündiger Arbeitsdauer 4,59, also in der Stunde 0,459 Hectar oder etwa 77 Proc. jener oben ermittelten höchstens möglichen Fläche abgemäht werden können. Daß unter weniger günstigen Verhältnissen, z. B. bei hügeligem oder überhaupt unebenem Boden, die Leistung noch erheblich unter die hier angeführte Größe herabsinken wird, ist an sich klar, insbesondere wird auch die abgemähte Fläche kleiner ausfallen, wenn einzelne kleinere Feldparcellen abzumähen sind, und wenn vielleicht ein Mähen rund um das Ackerstück herum nicht möglich ist, daher die Maschine während des Umwendens und leeren Rückganges außer Thätigkeit kommt.

Es möge hier noch eine Angabe über die Größe der von der Maschine abgelegten Garben Raum finden. Nimmt man an, daß der Haspel, welcher,

---

[1]) Perels, Die Mähemaschine.

wie meist üblich ist, bei je einer vollen Umdrehung eine Garbe ablegen soll, einen Halbmesser bis zur Mitte des Schneidzeugs von 1,2 m hat, und daß die Geschwindigkeit an dieser Stelle 1,5 m beträgt, so erfolgt eine Haspeldrehung in der Zeit von $\frac{2 \,.\, 1,2 \,.\, 3,14}{1,5} = 5,02$ Sec. In dieser Zeit ist die Maschine unter Annahme der oben angegebenen Geschwindigkeit um $5,02 \,.\, 1,1 = 5,52$ m fortbewegt, so daß bei 1,5 m Schnittbreite eine Fläche von $1,5 \,.\, 5,52 = 8,28$ qm abgemäht worden ist. Um hieraus einen Schluß auf das Gewicht der Garbe zu ziehen, kann bemerkt werden, daß nach Wüst der Ertrag an Getreide für jeden Hectar zwischen 4000 und 8000 kg angenommen werden kann. Hiernach würde das Gewicht der gebildeten Garbe unter den gemachten Voraussetzungen zwischen 3,3 und 6,6 kg gelegen sein. Wie man die Größe der Garben durch die Anwendung von verstellbaren Bahnen für die Haspelarme verändern kann, wurde schon im vorstehenden Paragraphen angegeben.

§. 65.

Rasenschermaschinen. Von den vorstehend besprochenen Mähmaschinen unterscheiden sich die Rasenschermaschinen sowohl in Hinsicht ihres Zweckes wie der Einrichtung des Schneidzeuges. Während die Mähmaschinen die Gewinnung der abgeschnittenen Gras- oder Getreidehalme bezwecken, sollen die Rasenschermaschinen nur eine möglichst gleichmäßige Höhe der Stoppeln erzielen, wie dieselbe für den Rasen in Parkanlagen erwünscht ist, wobei die abgeschnittenen Grashalme nicht weiter benutzt werden. Das schneidende Werkzeug dieser Maschinen besteht in einer mit schraubenförmigen Messern versehenen Trommel nach der Art der in §. 58 besprochenen Messertrommel der Salmon'schen Häckselmaschinen, und es stimmt auch die Wirksamkeit bei beiden Maschinen insofern überein, als auch bei den Rasenschermaschinen die Messer der Trommel an einem festen Gegenmesser vorbeigeführt werden, wobei die aufrecht stehenden Grashalme abgeschlagen werden. Die Geschwindigkeit der gedachten Messer ist immer eine sehr große, so daß die von den einzelnen Messern ausgeübten Schnitte in sehr schneller Aufeinanderfolge stattfinden, und die Verschiebung des Schneidzeuges mit der ganzen Maschine zwischen zwei solchen auf einander folgenden Schnitten nur klein ist. Da das Gegenmesser immer gerade und zwar parallel der Trommelaxe angeordnet wird, so findet das Schneiden jedes der schräg dagegen gestellten Schraubenmesser stets nur in einem Punkte statt, und zwar schreitet dieser Schnittpunkt von dem einen Ende der Trommel nach dem anderen fort. Wenn die Anzahl der auf der Trommel angebrachten Messer mit z bezeichnet wird, und ω den Winkel bedeutet, um welchen jedes Messer schraubenförmig um die Trommelaxe gewunden ist, so findet fortwährend das Schneiden eines Messers in einem Punkte statt, sobald

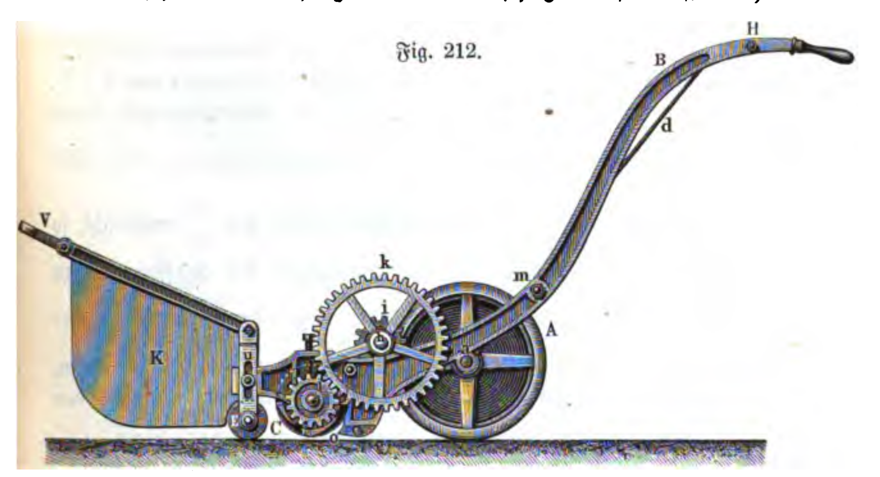
$\omega = \frac{360^0}{z}$ ist. Wenn dagegen $\omega < \frac{360^0}{z}$ ist, so vergeht zwischen dem Schnitte eines und demjenigen des folgenden Messers stets eine gewisse Zeit, während welcher ein Schneiden nicht stattfindet, und welche Zeit durch $\frac{60}{nz} \frac{360 - z\omega}{360}$ Sec. ausgedrückt ist, wenn n die Anzahl der Umdrehungen der Trommel in der Minute bedeutet. Wenn dagegen $\omega > \frac{360^0}{z}$ ist, so findet das Schneiden fortwährend oder zeitweilig von mehreren Messern zugleich statt.

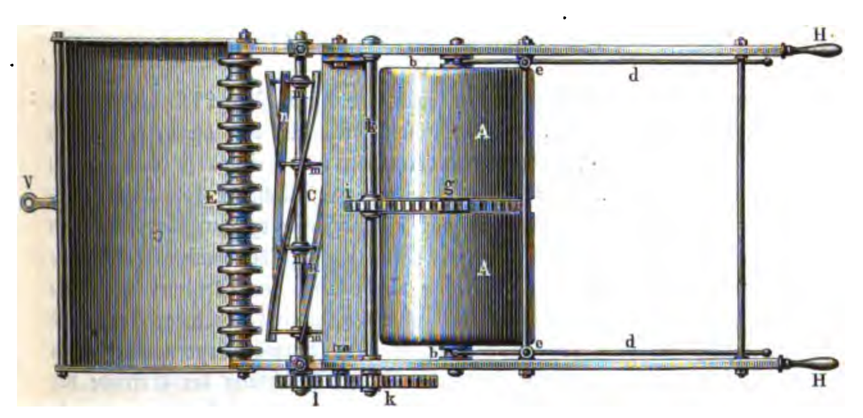
Die Bewegung der Messertrommel wird durch die Bewegung der Fahrräder hervorgerufen, auf welchen die ganze Maschine ruht, wobei zu bemerken ist, daß diese Fahrräder zuweilen in Gestalt breiter Walzen ausgeführt werden, welche ein Niederdrücken des Rasens unmittelbar nach geschehenem Schnitte erzielen sollen. Von diesen Walzen oder Rädern erfolgt die schnellere Umdrehung der Messertrommel durch die Vermittelung von einem oder von zwei Zahnradpaaren, wobei darauf zu achten ist, daß die Umdrehungsrichtung der Trommel mit derjenigen der hinter ihr angebrachten Fahrräder übereinstimmt. Hieraus ergiebt sich die Nothwendigkeit innerer Verzahnung, wenn nur ein einziges Räderpaar die Bewegung zu übermitteln hat, während man bei der Anwendung eines doppelten Vorgeleges durch zwei Stirnräderpaare mit äußerer Verzahnung eine zweimalige Umkehr der Drehungsrichtung erzielt. Ferner ist die Einrichtung derart zu treffen, daß nur bei dem Vorwärtsfahren der Maschine ein Schneiden stattfindet, während bei dem Zurückfahren, sowie bei dem bloßen Transporte die Trommel eine Bewegung nicht erhält; dies pflegt man entweder durch ausrückbare Kuppelungen oder durch einseitig wirkende Gesperre zu erlangen, wie dies aus der Besprechung der folgenden Maschinen deutlich wird.

In Fig. 212 ist eine Rasenschermaschine der gewöhnlichen Einrichtung nach dem Werke von Perels angegeben, welche bei geringer Schnittbreite von dem Arbeiter an den beiden Handhaben H etwa nach Art eines Schiebekarrens fortgeschoben wird, während bei größerem Widerstande bei V ein Zugthier angespannt werden kann, in welchem Falle der Arbeiter an H nur das Leiten der Maschine zu besorgen hat. Die hintere Axe a trägt lose drehbar die beiden Walzen A, von denen jede einzeln durch einen gewöhnlichen verschieblichen Kuppelungsmuff b mittelst eines der Hebel $d\,e$ nach Belieben fest mit der Axe a verbunden werden kann, wenn das Schneidzeug arbeiten soll. Auf der Axe sitzt zwischen den beiden Walzen das Stirnrad g fest, und es ist aus der Figur ersichtlich, wie die Bewegung der Axe a durch dieses Rad und das Getriebe i auf die Vorgelegswelle k übertragen wird, von welcher aus durch ein gleiches Räderpaar die Messertrommel C

umgedreht wird. Diese letztere ist aus vier schraubenförmigen Stahlschienen *n* gebildet, welche auf der Axe mittelst der Scheiben *m* befestigt sind, und von denen jedes in ungefähr einer halben Windung die Axe umgiebt. Bei der schnellen Umdrehung der Trommel schlagen diese Messer dicht an

Fig. 212.





dem festen Gegenmesser *o* vorüber, so daß die vor diesem befindlichen Grashalme abgeschlagen werden. Das Abscheren findet der gedachten Einrichtung zufolge hierbei stets in zwei Punkten zu gleicher Zeit statt.

Zur Unterstützung der Maschine ist außer den Triebwalzen *A* eine Laufaxe *E* angeordnet, auf welcher eine Anzahl von Scheiben befindlich sind, die eine Theilung der Rasenfläche bewirken sollen, um dadurch das Abscheren zu erleichtern. Darin, daß diese Laufaxe vermöge der Schlitze in dem

Gestelle zu einem Höher- oder Tieferstellen befähigt ist, hat man ein Mittel, um die Länge der Stoppeln zu verändern. Die abgescherten Grashalme werden in Folge der Fliehkraft nach außen geworfen und von dem Kasten K aufgenommen, welcher einfach in das Gestell eingelegt ist, um nach seiner Füllung leicht entleert werden zu können.

Der Durchmesser der Triebwalzen A ist bei der abgebildeten Maschine gleich 0,36 m, so daß bei einer Fahrgeschwindigkeit der Maschine von 1,1 m, wie sie für den vorliegenden Fall anzunehmen ist, die Umdrehungszahl dieser Walzen in einer Minute zu $\frac{60 . 1,1}{3,14 . 0,36} = 58,5$ sich ermittelt. Da jedes der beiden Rädervorgelege einem Umsetzungsverhältniß von $\frac{40}{15}$ entspricht, so ergiebt sich hieraus die minutliche Umdrehungszahl der Messerwalze zu $58,5 \frac{40}{15} \frac{40}{15} = 416$, und es kommen daher wegen der vorhandenen vier Messer $4 . 416 = 1664$ Schnitte auf die Länge von $60 . 1,1 = 66$ m, entsprechend einer Entfernung der auf einander folgenden Schnitte von $\frac{66000}{1664} = 40$ mm. Die Geschwindigkeit der Messer bestimmt sich, dem äußeren Trommeldurchmesser von 0,160 m gemäß, zu

$$v = \frac{416 . 3,14 . 0,160}{60} = 3,47 \text{ m}.$$

Von der vorstehend angegebenen weicht die durch Fig. 213 versinnlichte Maschine in ihrer Anordnung zunächst dadurch ab, daß hierbei nicht eine durchgehende Triebaxe, sondern statt deren nur zwei Triebräder A vorhanden sind, welche auf Zapfen a der beiderseitigen Gestellschilder lose drehbar befindlich sind. Diese Räder sind mit innerlicher Verzahnung versehen, in welche die kleinen Getriebe B eingreifen, die auf den freien Enden der Trommelaxe ihren Platz finden. Die Umdrehung der Trommel wird vermittelst des aus III ersichtlichen Gesperres bewirkt, vermöge dessen die Bewegung auf die Messerwalze nur bei dem Vorwärtsfahren übertragen wird, während bei der entgegengesetzten Drehungsrichtung der Getriebe der federnde Mitnehmer t durch die schrägen Sperrzähne zurückgedrückt wird, so daß die Messerwalze dann eine Umdrehung nicht empfängt.

Auch hier dient die Holzrolle C zur Unterstützung und ermöglicht durch ihre Verstellbarkeit die Erzielung einer bestimmten Stoppelhöhe zwischen 12 und 22 mm. Da die Lager der Messerwalze nicht wie bei der Maschine in Fig. 212 verstellbar gemacht sind, so muß hier das dichte Zusammenarbeiten der Messer durch eine Verstellung des Gegenmessers G erreicht werden. Die mit Kerben im äußeren Umfange versehenen Fahr-

räder machen bei einem Durchmesser von 0,170 m in der Minute etwa $\frac{60 . 1,1}{3,14 . 0,17} = 120$ Umdrehungen, so daß bei einem Verhältnisse der Zahn-

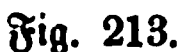


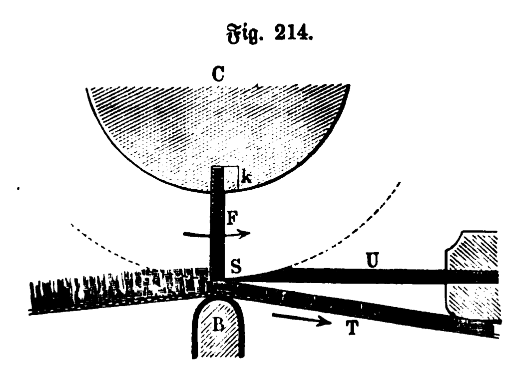
Fig. 213.

räder gleich 3,5 die Umdrehungszahl für die Messerwalze zu 420 und die Anzahl der Schnitte für 1 m zu $\frac{3 . 420}{66} = 19$ sich bestimmt. Bei dieser Maschine, welche für kleinere Gartenanlagen eine große Verbreitung gefunden

hat, ist eine besondere Vorrichtung zum Ansammeln der abgescherten Grashalme nicht vorgesehen.

§. 66. **Tuchschermaschinen.** Diese Maschinen haben den Zweck, die aus der Fläche rauher Gewebe hervorragenden Haare oder Fasern in solchem Abstande von der Fläche des Stoffes abzuscheren, daß dadurch ein möglichst gleichförmiges Aussehen des letzteren erzielt wird. Wenn daher diese Maschinen ihrem Zwecke gemäß auch wohl zu den die Oberfläche bearbeitenden Maschinen gerechnet werden könnten, so empfiehlt sich doch deren Besprechung an dieser Stelle wegen der Uebereinstimmung, welche das zur Anwendung kommende Schneidzeug mit demjenigen der im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Rasenschermaschinen darbietet. Auch hier wird allgemein eine mit schraubenförmigen Schneidklingen versehene Walze verwendet, welche bei der ihr mitgetheilten schnellen Umdrehung die sich den Klingen darbietenden Härchen an einem festen Gegenmesser abschneidet. Ein Unterschied ist nur insofern zu bemerken, als hier das feste Messer U, Fig. 214, in eine scharf zugeschliffene Schneide ausläuft, während die Klingen F des Cylinders C, die sogenannten Federn, senkrecht zu ihrer Breite geschliffen sind, so daß jede solche Klinge an der wirkenden Stelle durch eine rechteckige Fläche von einer Breite von 1,5 mm begrenzt ist, wie sie der Dicke der Federn entspricht. Bei den Rasenschermaschinen dagegen sind die Messer der Trommel scharf geschliffen und das Gegenmesser ist mit einer Fläche versehen, wie aus Fig. 213 ersichtlich ist. Wenn auch diese verschiedene Anordnung einen Unterschied in der schneidenden Wirkung nicht bedingt, so ist doch bei den Tuchschermaschinen die Anwendung eines scharfen Gegenmessers deswegen geboten, weil nur durch ein solches die Möglichkeit gegeben wird, die Härchen dicht an der Tuchfläche abzuschneiden, wie dies für viele Stoffe nöthig ist. Bei den Rasenschermaschinen ist dagegen die Stoppelhöhe immer groß genug, um dem festen Messer eine größere, für die dauernd gute Erhaltung genügende Dicke an der Schnittstelle zu geben.

Fig. 214.

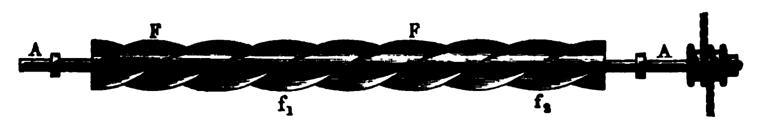


Die eigentliche Wirkung des Schneidzeuges bei einer Tuchschermaschine läßt sich aus Fig. 214 erkennen. Der mit einer größeren Anzahl von vier

bis zwölf Messern F versehene Cylinder C führt bei seiner Umdrehung diese Messerklingen dicht an der Schneide S des genau passend hohl ausgeschliffenen festen Untermessers U vorbei. Das zu bearbeitende Tuch T befindet sich unterhalb der Schnittstelle in einer ganz bestimmten Entfernung, welche durch das feststehende Bett B bestimmt ist. Wird nun das Tuch, wie der Pfeil andeutet, über dieses Bett langsam hinweggeführt, so werden die aus der Tuchfläche hervorragenden Fasern oder Haare sämmtlich bis zu derjenigen Höhe abgeschnitten werden, in welcher die Schneide des festen Messers U sich über dem Tuche befindet. Hieraus folgt zunächst, daß die Wirkung des Schneidzeuges nicht sowohl in einem Abscheren als vielmehr in einem wirklichen Schneiden besteht, indem die Fasern durch die schnell bewegten Messer gegen die feste Messerklinge geschleudert werden. Die Erfahrung zeigt dabei, daß zur Erzielung einer schönen Oberfläche der Angriff immer nur schwach angenommen werden darf, indem bei stärkerem Angreifen eine mehr rupfende Wirkung sich einstellt. Aus diesem Grunde empfangen die Stoffe immer eine erhebliche, nach der Güte der Waare verschiedene Anzahl von Schnitten, derartig, daß mit jedem Schnitte nur die äußersten Faserenden in Gestalt eines zarten Flaums beseitigt werden. Hierzu ist es nöthig, den Abstand des Messers U von dem Bett B verändern und in der genauesten Weise feststellen zu können, wobei natürlich stets die gegenseitige Stellung des Cylinders C zu dem festen Untermesser U dieselbe bleiben muß.

Die Einrichtung einer Messerwalze ist aus Fig. 215 zu erkennen, woraus ersichtlich ist, daß jedes der einzelnen Messer in einigen, meist zwei


Fig. 215.



bis drei Windungen um die Axe A gewunden ist. Da das feste Untermesser stets geradlinig und parallel mit der Axe angeordnet wird, so geschieht das Schneiden an jedem einzelnen Messer gleichzeitig an so vielen Punkten, als das Messer Windungen enthält. So z. B. schneidet das in zwei Windungen ausgeführte Messer F in der Figur gleichzeitig bei f_1 und f_2, und es ist ersichtlich, daß an jedem dieser Punkte der Schnitt bei einer vollen Umdrehung des Cylinders um die Größe der Steigung $s = f_1 f_2$ der Schraube fortschreitet, und daß daher, damit ein Schnitt über die ganze Länge des Messers fortschreite, dem letzteren zwei volle Umdrehungen ertheilt werden müssen. Ist allgemein w die Anzahl der Schraubengänge eines Messers, so erzeugt dasselbe durch w Umdrehungen des Cylinders auch w Schnitte, so daß man für jedes Messer und für jede Umdrehung einen Schnitt

von der ganzen Länge des Cylinders anzunehmen hat, wobei es also gleichgültig ist, wie viel Schraubenwindungen das Messer in sich enthält. Die Entfernung zweier solchen von demselben Messer erzeugten Schnitte von einander ist ebenso von der Zahl der Windungen w ganz unabhängig, und immer gleich derjenigen Fortbewegung des Tuches unter dem Schneidzeuge, welche für eine Cylinderumdrehung gewählt wird. Das Messer verhält sich also in dieser Hinsicht gerade so, wie ein gerades zur Axe paralleles Messer. Es ergiebt sich hieraus weiter, daß bei der Anwendung von z Messern auf demselben Cylinder auch z Schnitte für jede Umdrehung des Cylinders gemacht werden, und daß die Entfernung der einzelnen auf einander folgenden Schnitte von einander dem entsprechend nur $\frac{a}{z}$ ist, wenn a die Fortbewegung des Tuches für eine Umdrehung der Messerwalze bedeutet.

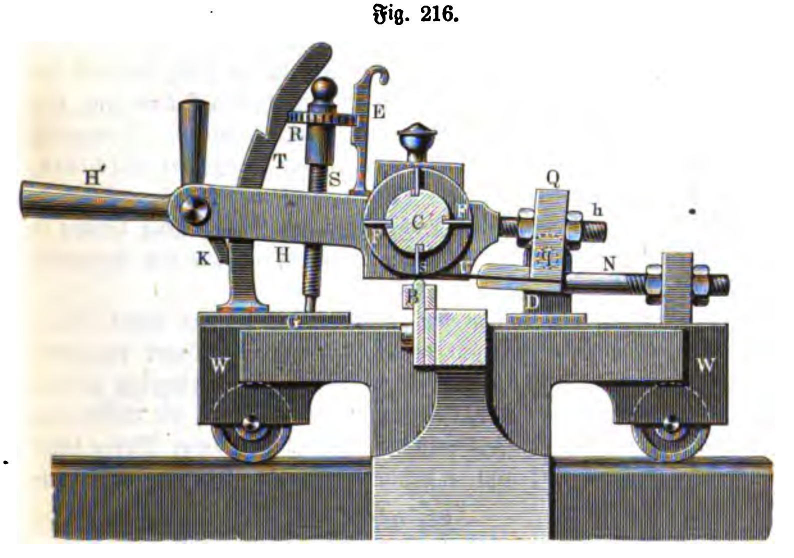
Während die einzelnen Schnittlinien bei der Anwendung geradliniger Messer senkrecht zu der Richtung stehen, in welcher das Tuch unter dem Schneidzeuge oder das letztere über dem Tuche fortbewegt wird, so ergiebt sich aus der schraubenförmigen Gestalt der Messer in Folge von deren allmählich stattfindender Wirkung die Lage der einzelnen Schnittlinien in geringem Grade geneigt gegen die Cylinderaxe. Es steht nämlich von jeder Schnittlinie das eine Ende gegen das andere in der besagten Fortbewegungsrichtung um so viel zurück, als die Fortbewegung während w Umdrehungen der Messerwalze beträgt, wenn w die Anzahl der Schraubengänge eines Messers vorstellt. Bei der großen Geschwindigkeit der Trommel und der langsamen Bewegung des Tuches ist indessen diese Abweichung immer eine ganz unerhebliche und man kann die Schnittlinien bei den gewöhnlichen Tuchschermaschinen als parallel zu der Cylinderaxe ausfallend ansehen.

Die Einrichtung eines aus dem Cylinder und dem Untermesser bestehenden Schneidzeuges ist aus Fig. 216 zu ersehen. Die Axe der Messerwalze C ist in zwei Hebeln H beiderseits gelagert, welche mittelst der schraubenförmigen Enden h in einem Querstücke Q so befestigt sind, daß durch die beiden Schraubenmuttern dem Cylinder C die richtige Lage zu dem Untermesser U gegeben werden kann, das an demselben Querträger durch Schrauben befestigt ist. Das gedachte Querstück Q ist beiderseits durch zwei Spitzenschrauben q unterstützt, um welche es wie um eine Drehaxe schwingen kann.

Vermöge dieser Aufhängung ist es möglich, das ganze Schneidzeug, d. h. den Cylinder zusammen mit dem Untermesser, dem Bett B mehr oder minder zu nähern, wie dies zur Regulirung des Messerangriffs erforderlich ist. Zur genauen Einstellung dient die zu jeder Seite angeordnete Schraube S, die ihr Muttergewinde in dem Lagerhebel H findet, und sich unterhalb mit

ihrem Ende einfach auf das feste Gestellstück G stützt. Durch eine Drehung der Schraube wird daher der Hebel H in einem bestimmten Betrage gehoben oder gesenkt, welcher dadurch sehr genau festgestellt werden kann, daß der Kopf jeder Schraube mit einer mit Randeinschnitten versehenen Scheibe R ausgerüstet ist, in deren Einschnitte die Feder E einspringt. Ist s die Steigung dieser Schrauben und z die Anzahl der am Scheibenumfange in gleichen Abständen angebrachten Einschnitte, so entspricht die Umdrehung der Schrauben um eine Theilung einer Bewegung des Hebels in dem Abstande a der Schrauben von der Drehaxe q gleich $\frac{s}{z}$, womit eine Hebung oder Sen-

Fig. 216.



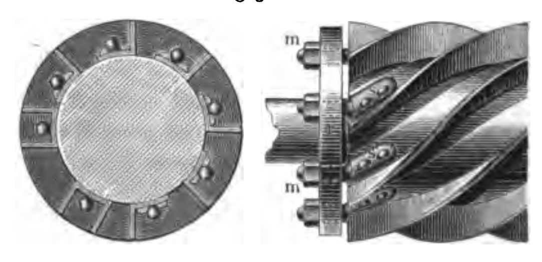
kung der Axe des Messercylinders von $\frac{b}{a}\frac{s}{z} = h$ verbunden ist, wenn der Abstand des letzteren von der Drehaxe q durch b bezeichnet wird. Hat man z. B. $s = 2$ mm, $z = 12$, $a = 180$ m und $b = 100$ mm, so ergiebt sich die einer Theilung der Randscheibe entsprechende Verstellung des Schneidzeuges zu $h = \frac{100}{180}\frac{2}{12} = 0{,}09$ mm, so daß also der Angriff des Schneidzeuges sehr genau geregelt werden kann. Es ist selbstverständlich, daß nicht nur die Verstellung zu beiden Seiten in gleichen Beträgen vorgenommen werden muß, sondern daß auch die Axe des Schercylinders dem Bett B möglichst parallel anzuordnen ist. Durch die Stellschrauben N und deren Muttern ist die Möglichkeit gegeben, die Stellung des Schneidzeuges gegen das Bett B in wagerechter Richtung zu regeln. Hierdurch kann man es

erreichen, daß der Schnitt entweder unmittelbar über dem Bett bewirkt wird, oder daß der zu scherende Stoff an einer freiliegenden Stelle des zwischen *B* und *D* ausgespannten Stückes angegriffen wird. Das letztere scheint besonders bei dem Scheren gemusterter und geköperter Stoffe, wie Buckskin, zweckmäßig zu sein. Um das Schneidzeug, wenn nicht geschnitten werden soll, anheben zu können, dienen die an den Enden der Lagerhebel angebrachten Handhaben *H'* und man kann das Schneidzeug in erhobener Lage durch die Klinken *K* unterstützen, wenn man dieselben in die Einschnitte der festen Ständer *T* einlegt.

Das hier besprochene Schneidzeug steht entweder fest auf dem Maschinengestell, oder es ist, wie in der Fig. 216 angenommen, auf einem kleinen Wagen *W* befindlich, welcher auf Schienen des Maschinengestells eine Verschiebung erfährt. In dem letzteren Falle verbleibt das Tuch während des Scherens vollständig in Ruhe, wogegen ein feststehendes Schneidzeug eine langsame Bewegung des Stoffes unter dem Messer erfordert. Demgemäß unterscheidet man die beiden Arten der Quer- und Langschermaschinen, so genannt, weil die Bewegung des Schneidzeuges quer über den Stoff erfolgt, während die Bewegung des Tuches unter dem Schneidzeug hinweg in der Längsrichtung des Stoffes vorgenommen wird, wie aus dem Folgenden noch deutlicher werden wird.

Die Befestigung der 25 mm breiten und 1 bis 1,5 mm dicken Stahlmesser auf dem Cylinder geschieht derart, daß in den Cylinder schraubenförmige Nuthen eingedreht werden, in welche die Messer eingesetzt werden, worauf fest eingestemmte Kupferstreifen bei *k*, Fig. 214, die Befestigung bewirken. In neuerer Zeit hat man aber auch anstatt dieser Messer solche von winkelförmigem oder von *E* förmigem Querschnitte, Fig. 217, an-

Fig. 217.



gewendet, welche ihre Befestigung durch angenietete Schrauben *s* erhalten, deren Muttern *m* gegen den Ring *r* drücken. Durch den Zug dieser Schrauben wird den Messern das Bestreben ertheilt, die Ganghöhe ihrer Schraubengestalt zu vergrößern und ihre innere Weite zu verringern, so daß sie hierdurch fest gegen den Umfang des Cylinders gepreßt werden.

Der letztere ist in diesem Falle glatt und ohne eingedrehte Nuthen gearbeitet.

Die Herstellung dieser Messer geschieht aus ebenen Ringen von Stahlblech, wie ABC in Fig. 218, wodurch ein Stück eines solchen Ringes vorgestellt ist. Denkt man sich von demselben das eine Ende A festgehalten und zieht an dem anderen Ende C mit einer gewissen Kraft senkrecht zur Ebene des Ringes, so nimmt der letztere eine schraubenförmige Gestalt an und zwar wird der Durchmesser derselben um so kleiner, je größer die Steigung der Schraube wird, d. h. je weiter das Ende C aus der Ebene des Ringes herausgezogen wird. Die zu diesem Herausziehen erforderliche

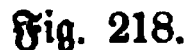
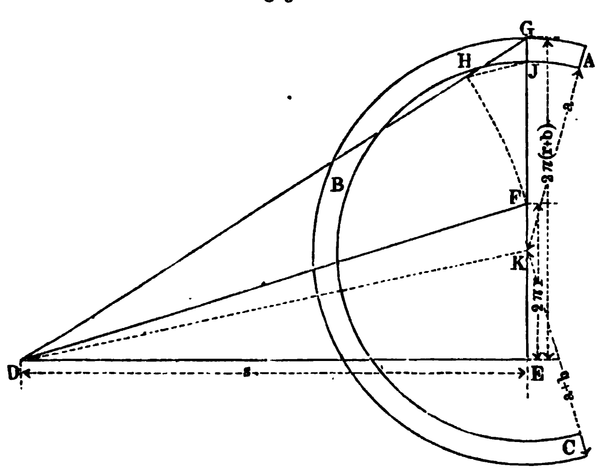


Fig. 218.



Kraft ist nur eine geringe, da es sich hierbei nur um eine Biegung der dünnen Schiene handelt, eine Verlängerung oder Verkürzung derselben aber nicht eintritt. Diese letztere Bemerkung giebt auch das Mittel an die Hand, um die Krümmungsverhältnisse des Ringes ABC so zu bestimmen, daß derselbe, wenn er ausgezogen wird, eine Schraube von den gewünschten Verhältnissen, d. h. von bestimmter Steigung und bestimmtem Durchmesser, liefert. Es möge zu dem Zwecke dieser Ermittelung r der innere Halbmesser des schraubenförmigen Messers und b die Breite desselben in radialer Richtung, also $R = r + b$ der äußere Halbmesser des Schraubenganges sein, dessen Steigung mit s bezeichnet werden möge. Dann ist die Länge der innersten Faser dieses Schraubenganges $l = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2}$, während eine Faser an dem äußeren Umfange für je eine volle Schraubenwindung zu $L = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 (r + b)^2}$ sich berechnet. Ist nun ferner a

der innere Halbmesser des Ringes, aus welchem die Feder erzeugt werden soll, und bezeichnet man mit ω den für je eine Schraubenwindung erforderlichen Mittelpunktswinkel dieses Ringes, so hat man einfach die Beziehungen:

$l = a\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2}$ und $L = (a + b)\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 (r + b)^2}$;

woraus durch Subtraction

$$L - l = b\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 (r + b)^2} - \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2}$$

folgt. Hieraus ergiebt sich weiter die Größe von ω durch

$$\omega = \frac{L - l}{b} \text{ und von } a \text{ durch } a = \frac{l}{\omega} = \frac{l}{L - l} b.$$

Man kann die Größe des Halbmessers a auch aus einer einfachen Zeichnung entnehmen. Macht man nämlich in Fig. 218 DE gleich der Steigung s der Schraubenwindung, und trägt dazu in E senkrecht die Strecke $EF = 2\pi r$ und $EG = 2\pi(r + b)$ auf, so erhält man in den Verbindungslinien $DF = l$ und $DG = L$ die Längen der inneren und äußeren Fasern. Trägt man hierauf $DH = DF = l$ ab, so stellt die Strecke HG die Differenz $L - l$ vor, und da die Proportion gilt $\frac{l}{L - l} = \frac{a}{b}$, so folgt, daß man den Halbmesser a in GK erhält, wenn man die Breite b gleich GJ anträgt, H mit J verbindet, und durch D mit dieser Verbindenden die Parallele DK zieht.

Beispiel: Für ein Schraubenmesser von der Steigung $s = 0{,}50$ m, dem inneren Halbmesser $r = 0{,}02$ m und einer Breite $b = 0{,}025$ m ergiebt sich

$$l = \sqrt{0{,}5^2 + 4\pi^2 . 0{,}02^2} = 0{,}515 \text{ m}$$

und

$$L = \sqrt{0{,}25 + 4 . 9{,}870 . 0{,}045^2} = 0{,}574 \text{ m},$$

daher $\omega = \frac{0{,}574 - 0{,}515}{0{,}025} = 2{,}36$, und man erhält hieraus den Halbmesser a des zugehörigen Ringes zu $a = \frac{0{,}515}{0{,}574 - 0{,}515} 0{,}025 = 0{,}218$ m. Für je eine volle Schraubenwindung wird ein Mittelpunktswinkel von

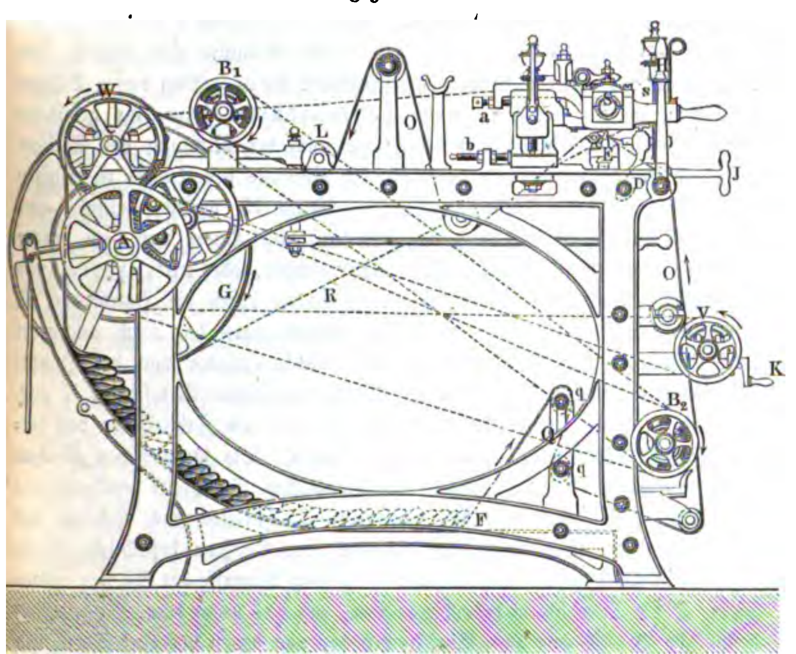
$$\omega = \frac{2{,}36}{2 . 3{,}14} 360^0 = 135^0 10'$$

erfordert, so daß, wenn das Messer 3 volle Schraubenwindungen erhalten soll, der Ring einen Mittelpunktswinkel von $3\omega = 405^0 30'$ oder 1,13 Windungen zu erhalten hat. Die Darstellung eines solchen Ringes kann natürlich nicht durch Ausschneiden aus einer Blechtafel geschehen, sondern sie wird durch Biegen einer geraden Schiene von rechteckigem, winkel- oder U förmigem Querschnitte mittelst eines Walzwerks bewirkt, dessen Einrichtung und Wirkungsart in einem späteren Capitel besprochen werden wird.

§. 67. **Langschermaschinen.** In Fig. 219 ist eine Langschermaschine zum Scheren von Tuch aus der Maschinenfabrik von Demeuse in Aachen

dargestellt. Man erkennt hieraus in S das oben besprochene Schneidzeug mit den Stellschrauben a und b zur seitlichen Verstellung und den Schrauben s, welche den mehr oder minder starken Angriff in der angegebenen Weise zu regeln gestatten. Diese letzteren Schrauben stützen sich mit ihren unteren Enden auf zwei Daumen D, welche, wenn ihre Axe durch den Handhebel H eine Drehung erhält, ein bequemes Anheben des Schneidzeuges ermöglichen, sobald dasselbe außer Thätigkeit gesetzt werden muß.

Fig. 219.



Der zu scherende Stoff wird bei diesen Maschinen durch Zusammennähen der Enden in die Form eines endlosen Tuches gebracht, welches ununterbrochen durch die Maschine hindurchgeführt wird. Zu dem Ende wird das zwischen dem Schneidzeug und dem darunter befindlichen Bett E passirende Tuch C von der Walze W fortwährend mit geringer Geschwindigkeit angezogen, und fällt unmittelbar hinter dieser Walze in einzelnen Falten auf einen aus Latten gebildeten gekrümmten Abfallboden C, auf welchem es in dem Maße herabrutscht, in welchem vorn bei F das Tuch weggezogen wird. Um hierbei dem Tuche die zum glatten Scheren erforderliche straffe Spannung zu geben, dient der Spannriegel Q mit den beiden abgerundeten fest-

stehenden Schienen q, um welche das Tuch geführt ist. Bei der Bewegung des letzteren muß dasselbe über diese Schienen gleiten, und die hierbei auftretende Reibung bedingt, da sie von dem Tuche überwunden werden muß, dessen Spannung. Von diesem Mittel, durch die Größe der zu überwindenden Reibung die Spannung eines biegsamen Körpers, z. B. eines Fadens, zu bestimmen, wird bei allen Maschinen der Webwaarenindustrie ein sehr ausgedehnter Gebrauch gemacht.

Zur geeigneten Führung des Tuches dienen die Leitwalzen L, welchen eine Umdrehung nicht besonders ertheilt wird, vielmehr werden dieselben durch das Tuch selbst mitgenommen. Zwei Bürstenwalzen B_1 und B_2 dagegen erhalten durch die punktirt gezeichneten Schnüre eine schnelle Umdrehung in den Richtungen der beigezeichneten Pfeile. Von diesen Bürsten dient die eine, B_1, die sogenannte Zustreichbürste, dazu, die gebildeten Scherflocken zu beseitigen und die Haare nach der Richtung des Striches niederzulegen, während die andere, B_2, die Rückseite des Tuches zu reinigen hat. Die vor dem Tuche angebrachte Walze V, welche ebenfalls eine schnelle Drehung erhält, dient dagegen dazu, die Haare vor dem darauf folgenden Schnitte in gehöriger Weise aufzurichten, oder aufzusetzen, und es ist aus der Figur ersichtlich, wie diese Walze durch die Handkurbel K, welche eine Schraube bewegt, mehr oder minder gegen das Tuch angepreßt werden kann. Die Bewegung erhält der Schercylinder von der Hauptbetriebswelle A durch einen Riemen R von der großen Riemscheibe G aus, während die Anzugswalze W durch eine Anzahl von Zahnrädern von derselben Welle A aus langsam umgedreht wird. Die sämmtlichen Walzen haben natürlich eine der größten vorkommenden Tuchbreite entsprechende Länge. Damit man aber bei geringeren Tuchbreiten das Scheren auf die zwischen den hervorstehenden Tuchecken oder Leisten befindliche Breite beschränken kann, ohne diese Kanten selbst dem Angriffe der Messer auszusetzen, ist die Einrichtung derart getroffen, daß das unter dem Schneidzeuge befindliche Bett E aus zwei Theilen besteht, von denen der eine Theil mittelst einer daran befindlichen Zahnstange seitlich verschoben werden kann, so daß das Bett nur zwischen den Leisten befindlich ist. Zu dieser Verschiebung dient der drehbare Handgriff J, auf dessen Axe ein in die besagte Zahnstange eingreifendes Getriebe befindlich ist.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Walze W das Tuch anzieht, pflegt man unter gewöhnlichen Verhältnissen zwischen 2,5 und 4 m in der Minute zu wählen, und dabei dem Schercylinder S eine solche Geschwindigkeit zu ertheilen, daß auf die Länge gleich 1 cm 24 bis 28 Schnitte entfallen. Die Umdrehungszahl des Schercylinders hängt daher wesentlich von der Anzahl der auf ihm befindlichen Messer ab, und man hat hierfür, da nach dem Vorstehenden die Anzahl der Schnitte für jede Umdrehung gleich der Anzahl z

der Messer ist, die Beziehung: $n = \frac{av}{z}$, wenn v die Geschwindigkeit des Tuches in einer Minute in Centimetern und a die Anzahl der auf einen Centimeter entfallenden Schnitte ist. Man erhält beispielsweise bei zwölf Messern für $v = 3$ m und $a = 25$ die Umdrehungszahl des Cylinders zu

$$n = \frac{25 . 300}{12} = 625.$$

Bei den in Gebrauch befindlichen Maschinen schwankt die Messerzahl etwa zwischen 6 und 12, und die Umdrehungszahl des Cylinders steigt bis zu 1000 bis 1200 in der Minute. Die Betriebskraft einer solchen Maschine für die übliche Breite des Schnittes gleich 1,46 m kann man zu etwa 0,6 Pferdekraft annehmen [1]).

Für die gute Wirkung dieser Maschinen ist eine genau parallele Lage aller Walzen erforderlich, damit das Tuch kein Bestreben zu einer seitlichen Bewegung erhalte. Auch ist es von Wichtigkeit, das Tuch stets nach der Breitenrichtung gehörig auszustreichen, damit nicht durch die Bildung von Falten Veranlassung zu Scherfehlern oder Beschädigungen gegeben werde. Man versieht daher in der Regel die Spannriegel q an der von dem Tuche umfangenen Stelle mit Einschnitten oder Kerben, welche von der Mitte aus derartig nach beiden Seiten hin gerichtet sind, daß hierdurch auf das Tuch eine nach den Seiten hin gerichtete ausstreifende Wirkung ausgeübt wird.

Auf diesen hier besprochenen Longitudinal- oder Langschermaschinen erhält das Tuch unmittelbar hinter einander in der Regel eine größere Anzahl von Schnitten, da es, wie schon bemerkt wurde, zur Erzielung einer schönen und gleichmäßigen Oberfläche erforderlich ist, den Angriff nur schwach zu nehmen und öfter zu wiederholen. Diese unausgesetzte Wirkung der Maschine und die verhältnißmäßig große Geschwindigkeit, welche man dabei dem Tuche wegen der größeren Messerzahl geben kann, sind die Ursachen der großen Leistungsfähigkeit der Langschermaschinen, gegenüber anderen Scherapparaten und besonders gegenüber den im nächsten Paragraphen zu besprechenden Transversal- oder Querschermaschinen. Man hat auch versucht, die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen noch dadurch zu erhöhen, daß man in demselben Maschinengestell zwei Schneidzeuge hinter einander anordnete, unter denen das Tuch in unmittelbarer Aufeinanderfolge einem zweimaligen Angriffe ausgesetzt ist, doch haben sich diese Anordnungen eine allgemeinere Anwendung nicht verschaffen können.

---

[1]) Karmarsch, Mechanische Technologie II. Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Streichgarnspinnerei von Dr. E. Hartig. Leipzig 1864.

Was die Güte der von den Langschermaschinen erzeugten Arbeit, d. h. die Gleichmäßigkeit der Tuchoberfläche anbetrifft, so ist es als ein Uebelstand anzusehen, daß hierbei die Schnittlinien quer über das Tuch gerichtet sind, während der Strich der Haardecke bekanntlich nach der Längsrichtung erfolgt. Hierunter leidet die Schönheit der Oberfläche, und es erklärt sich daraus, warum man bei der Herstellung feinerer Tuche entweder den Querschermaschinen trotz ihrer geringeren Leistungsfähigkeit gänzlich den Vorzug giebt, oder doch wenigstens die letzten Schnitte auf solchen Maschinen vornimmt, so daß die Langschermaschinen gewissermaßen nur zum Vorarbeiten benutzt werden.

§. 68. **Transversalschermaschinen.** Bei diesen Maschinen wird das Tuch während der Arbeit unverrückbar festgehalten und das in einem kleinen Wagen befindliche Schneidzeug quer über den auf einem Tische straff ausgespannten Theil des Tuches bewegt. Nach dem Bearbeiten einer Tischbreite wird alsdann eine Versetzung des Tuches um diese Breite vorgenommen, so daß nach Zurückführung des Scherapparates ein neuer Schnitt stattfinden kann. Aus dem Querschnitt einer solchen Maschine, Fig. 220, ist ersichtlich, wie das Zeug auf zwei Walzen N aufgewickelt ist, die während des Schneidens durch Sperrräder an der Drehung verhindert sind. Das zwischen diesen Walzen befindliche Stück Tuch T ist über die beiden Längsriegel L geführt und zwischen denselben der Länge wie Breite nach straff ausgespannt. Die Längsspannung wird durch die Aufwickelwalzen N erzielt, während zur Erzeugung der Querspannung nach der Breite des Tuches dessen Leisten beiderseits in dazu geeignete Zangen eingeklemmt sind, von denen die eine mittelst zweier Kettchen angespannt wird. Der Scherapparat ist auf den beiden Wangenstücken W des Wagens gelagert, welcher mittelst kleiner Rollen auf den Schienen s des Gestelles fortbewegt werden kann. Die Seitenansicht einer solchen Wange ist aus der oben angegebenen Fig. 216 erkenntlich. Diese beiden Wagenwangen sind mit einander durch das brillenförmig ausgesparte Mittelstück M fest zu einem Ganzen verbunden, und zwar sind die beiden augenförmigen Aussparungen dieses Mittelstückes angeordnet, um den gedachten Walzen N zur Aufnahme des Tuches Raum zu lassen.

Die zwischen den Tuchwalzen N gelagerte Welle V dient zur Fortbewegung des Scherwagens W, indem auf diese Welle an jedem ihrer Enden zwei Schnüre v laufen, von denen diejenigen an dem einen Ende sich genau um so viel aufwickeln, wie die Abwickelung der an dem anderen Ende in entgegengesetzter Richtung aufgewundenen Schnüre beträgt. Da diese über die vier festen Rollen r geleiteten Schnüre mit ihren freien Enden an dem Scherwagen befestigt sind, so ergiebt sich hieraus eine Bewegung des letzteren auf seinen Schienen s, sobald die Welle V umgedreht wird. Diese Um-

drehung wird der Welle *V* von der Axe *A* der Schnurrolle *S* durch die Schraube ohne Ende und das Schneckenrad *R* ertheilt, so lange der Schercylinder *C* in Bewegung ist. Der letztere erhält nämlich seine schnelle Umdrehung durch eine über die gedachte Rolle *S* laufende Schnur ohne Ende, welche von einer anderen Schnurrolle auf der Hauptbetriebswelle ihre Bewegung empfängt, und welche die Triebrolle *O* des Schercylinders in einer ganzen Umwindung umfängt. Durch diese Anordnung des Betriebes, welche sich auch anderwärts, z. B. bei den durch Seile angetriebenen Laufkrahnen, s. Th. III, 2, findet, wird die Umdrehung des Schercylinders unbeschadet der Fortbewegung desselben ermöglicht.

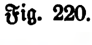
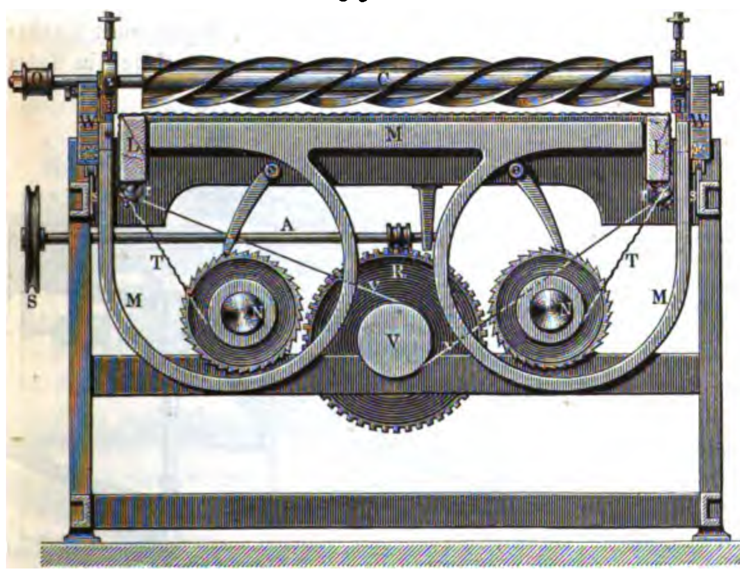


Fig. 220.

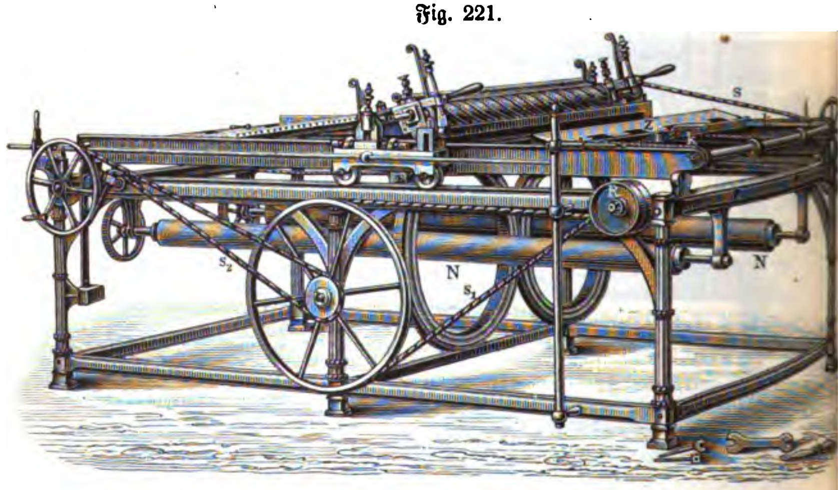


Wenn das Schneidzeug in dieser Art seinen Weg quer über das Tuch von einer Leiste bis zur anderen vollführt hat, so findet durch Anstoßen gegen einen Knaggen eine selbstthätige Ausrückung der Bewegung statt, indem der Betriebsriemen in bekannter Weise von der festen Betriebsscheibe auf die lose Leerscheibe geführt wird, so daß hierdurch nicht nur die Drehung des Schercylinders, sondern gleichzeitig auch die Fortbewegung des Scherwagens aufgehoben wird. Da hiermit zugleich eine Ausrückung der Schraube aus dem Schneckenrade *R* verbunden wird, so ist dem Arbeiter die Möglichkeit gegeben, den Scherwagen mit der Hand zurückzuführen, bei welcher Bewegung die Walze *V* vermittelst der Schnüre des einen Endes zu einer solchen Um-

drehung veranlaßt wird, wie sie zum Aufwinden der Schnüre am andern Ende erforderlich ist. Nachdem nunmehr von dem Arbeiter mittelst einer Handbürste die gebildeten Scherflocken beseitigt und die Haare in den Strich niedergelegt sind, kann nach geschehener Auslösung der Leisten aus ihren Zangen durch Umdrehung der einen Tuchwalze *N* das Tuch so weit über den Tisch hinweggezogen werden, als erforderlich ist, um den nun folgenden Schnitt an den soeben beendigten anzuschließen. Die von den einzelnen Messern erzeugten Schnittlinien sind, wie schon oben bemerkt wurde, bei dieser Maschine nach der Längsrichtung des Tuches, also nach der Richtung des Striches gehend, was für die Schönheit der Oberfläche von Wichtigkeit ist, indem die unvermeidlichen kleinen Unregelmäßigkeiten der einzelnen Schnitte in Folge dieser Richtung weniger ins Auge fallen.

Zur weiteren Verdeutlichung ist in Fig. 221 die Ansicht einer Transversalschermaschine aus der Fabrik von Neuman & Esser in Aachen

Fig. 221.



gegeben, in welcher bei *z* die eine Zange ersichtlich ist, deren Anspannung mit Hülfe der Kettchen *k* geschieht. Die durch die Riemscheibe *R* angetriebene Hauptwelle trägt auf der entgegengesetzten Seite die Schnurrolle *S*, über welche die den Cylinderwirtel umschlingende Schnur *s* gelegt ist. Auf der vorderen Seite der Maschine ist das doppelte Schnurvorgelege $s_1 s_2$ ersichtlich, welches bei dieser Maschine anstatt des Schneckenrades der Fig. 220 die langsame Bewegung des Scherwagens vermittelt.

Die Breite eines Tisches beträgt bei diesen Maschinen etwa 1 m, diese Länge hat denn natürlich auch der Schercylinder zu erhalten, und die Längsbewegung des Wagens ist selbstverständlich der größten Breite des zu scheren-

den Tuches gleich zu machen. Die Geschwindigkeiten bei dieser Maschine sind derartige, daß die Bearbeitung einer Tischbreite von etwa 1 m Länge bei der gewöhnlichen Breite des Tuches gleich 1,46 m ungefähr $2^1/_4$ Minuten Zeit erfordert. Von dieser Zeit können etwa $1^1/_4$ Minuten auf das eigentliche Scheren und der Rest auf die Arbeiten zum Zurückführen des Wagens, Reinigen, Umspannen und Aufsetzen des Tuches gerechnet werden. Hat der Schercylinder vier Messer, und sollen auf je eine Tuchlänge von 1 cm 32 bis 40 Schnitte kommen, so hat der Schercylinder während seiner Vorwärtsbewegung 1168 bis 1460 Umdrehungen, also in jeder Minute deren 935 bis 1168 zu machen. Die Leistungsfähigkeit, d. h. die Größe der in bestimmter Zeit zu scherenden Tuchfläche, ist natürlich bei den Querschermaschinen viel geringer als bei den Langschermaschinen. Die während des Schneidens erforderliche Betriebskraft wird etwa zu 0,25 bis 0,4 Pferdekraft angegeben, diese Kraft ist selbstredend nur während des Wagenvorganges, also ungefähr während der Hälfte der Zeit erforderlich [1]).

Handscheren. Die eigenthümliche Wirkungsweise der Scheren erkennt man am einfachsten aus Fig. 222 (a. f. S.), welche eine der allgemein bekannten und gebrauchten Handscheren zum Zerlegen von Papier oder gewebten Stoffen darstellt. Ein in den Winkel bei O zwischen die beiden Scherbacken oder Blätter gebrachtes Stück S wird bei dem Schließen der Schere vermittelst der Griffe D und E dadurch in zwei Theile zerlegt, daß die beiden Kanten OB und OC dicht über einander hingleiten, so zwar, daß der Durchschnittspunkt O, von welchem die zertheilende Wirkung ausgeht, allmählich nach außen rückt. Wie man aus dem Durchschnitte III erkennt, sind die Scherblätter bei a keineswegs mit scharfen Kanten wie die Messer versehen, sondern sie werden daselbst durch ebene Flächen von geringer Breite $ad = ae$ begrenzt, welche nahezu senkrecht zu der Ebene angeschliffen sind, in welcher die Bewegung erfolgt. Die Wirkung dieser Kanten, deren Kantenwinkel genau oder sehr nahe gleich einem Rechten ist, hat man nun so zu verstehen, daß bei der Bewegung der beiden Blätter gegen einander jedes Blatt das vor ihm befindliche Material vor sich herschiebt, welcher Verschiebung natürlich derjenige Widerstand entgegenwirkt, der der Schubfestigkeit des Materials entspricht. Damit diese Wirkung in der hier angegebenen Art vor sich gehen kann, ist es erforderlich, daß die beiden Kanten OB und OC der Blätter stets ganz dicht an einander vorbeigleiten, da der geringste Zwischenraum die gedachte reine Scherwirkung beeinträchtigen muß, insofern er dem Material vor der Trennung eine gewisse Biegung gestattet. In Folge dessen fällt bei nicht gehörigem Schlusse der

§. 69.

[1]) Karmarsch, Mechanische Technologie II.

Schere nicht nur die Trennungsfläche unreiner aus, sondern es wird auch zur Trennung eine größere Arbeit erforderlich, welche mehr oder minder zu einem Abreißen einzelner Fasern verbraucht wird. Es ist hinlänglich bekannt, daß eine Trennung des Stoffes überhaupt nicht mehr möglich ist, sobald der Zwischenraum zwischen den Blättern der Schere etwa gleich der Dicke des zu schneidenden Stoffes ist, indem der letztere sich in diesem Falle einfach umlegt und zwischen den beiden Blättern eine so große Reibung ver-

Fig. 222.

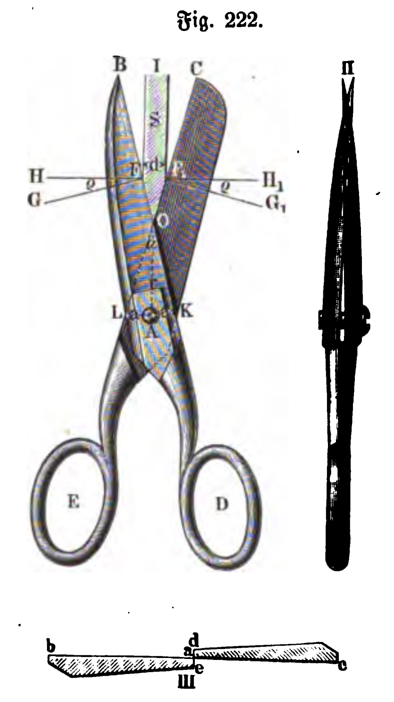


Fig. 223.



anlaßt, daß die Schere sich festklemmt. Man hat daher bei allen Scheren, welcher Art dieselben auch sein mögen und ob sie durch Hand oder durch Maschinen betrieben werden, vor allen Dingen einen *dauernd guten Schluß* anzustreben. Bei den *Handscheren* nach Fig. 222, wie sie für die geringen Widerstände beim Schneiden von Papier oder Geweben gebraucht werden, erreicht man einen dichten Schluß der Blätter einfach dadurch, daß man dieselben in geringem Grade *krumm* ausführt, wie aus II ersichtlich ist. Wegen der verhältnißmäßig großen Länge und geringen Dicke der Blätter haben dieselben hinreichend viel Federung, um eine solche Krümmung zu gestatten, und es wird in Folge davon stets ein dichtes Schließen der Blätter an der Kreuzungsstelle *O* stattfinden, während an anderen Punkten ein Schleifen der Blätter auf einander vermieden wird, besonders auch aus dem Grunde, weil die Blätter derartiger

kleiner Scheren in geringem Maße hohl gearbeitet sind. Bei stärkeren Scherblättern, wie z. B. bei denjenigen der zum Schneiden von Blech dienenden Handschere, Fig. 223, ist natürlich die Anwendung krummer Blätter ausgeschlossen, und es kann hierbei der stets dichte Schluß nur durch möglichst gute und genaue Ausführung, namentlich in dem Scharnier A, erzielt werden. Auch hat man bei dem Schneiden darauf zu achten, daß auf die Stangen oder Griffe D und E außer den nach der Richtung der Pfeile wirkenden Kräften noch ein senkrecht zur Ebene der Figur wirkender Druck ausgeübt wird, wie er nöthig ist, um einen dichten Schluß an der Schnittstelle auch dann noch zu erlangen, wenn wegen des Verschleißes im Scharnier ein Schlottern sich eingestellt hat.

Die Vergleichung der beiden in den Figuren 222 und 223 dargestellten Scheren zeigt, daß die letztere wegen der kurzen Blätter und der langen Griffe die Ausübung einer größeren Kraft an der Schnittstelle ermöglicht, als die Schere in Fig. 222, bei welcher der Widerstand der zu schneidenden Stoffe immer viel geringer ist, als der durch die Schere Fig. 223 zu trennenden Bleche. Auch ist diesen Umständen entsprechend die Form der Griffe in beiden Fällen verschieden, derart, daß die Ausübung des geringen Druckes in Fig. 222 von den in die Augen E und D gesteckten Fingern bewirkt werden kann, während die Stangen der Blechschere, Fig. 223, mit der ganzen Hand umfaßt werden.

Das oben erwähnte allmähliche Fortschreiten des Kreuzungspunktes der Blätter von innen nach außen hat seinen Grund darin, daß die Scherkanten OB und OC nicht durch die Mitte des Scharniers A hindurchgehen, sondern um eine gewisse Größe $AK = AL = a$ von dieser Mitte abstehen. In Folge dieser Anordnung ist der Kreuzungswinkel der beiden Scherkanten verschieden, je nach dem Abstande des Kreuzungspunktes O von dem Scharnier. Ist dieser Abstand allgemein mit r bezeichnet, so findet man den Kreuzungswinkel $LOK = \alpha$ durch die Gleichung:

$$sin \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{r},$$

in derselben Art also wie den Kreuzungswinkel der Hauschläge bei der geradlinigen Felderschärfe der Mühlsteine, s. §. 33. Ebenso wie dort nimmt die Größe des Kreuzungswinkels von innen nach außen allmählich ab. Die Größe dieses Kreuzungswinkels ist für das Schneiden von erheblichem Einflusse, wie aus Folgendem sich ergiebt. Zunächst ist es klar, daß wegen der Neigung der beiden Scherkanten gegen einander auf das Arbeitsstück eine nach außen gerichtete Wirkung erfolgt, indem man sich zu denken hat, daß die Scherkanten in den zu ihnen senkrechten Richtungen GF und G_1F_1 einwirken, so daß die Mittelkraft aus diesen beiden Kräften

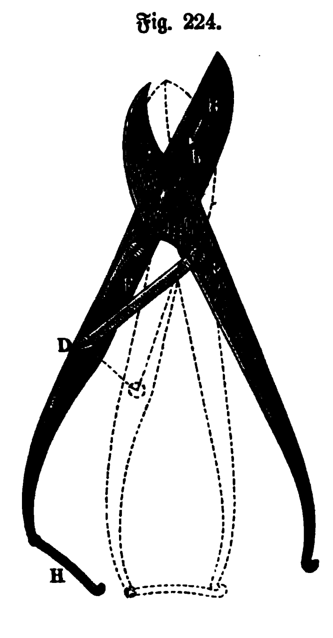
einen nach außen gerichteten, auf das Arbeitsstück ausgeübten Schub vorstellt. Wenn der Gegenstand durch diesen Schub nicht nach außen getrieben werden soll, so muß die Reibung an den Scherkanten die entsprechende Größe haben, oder der Kreuzungswinkel BOC darf ein gewisses Maß nicht überschreiten. Man erkennt leicht, daß dieses höchstens zulässige Maß von BOC durch 2ϱ gegeben ist, wenn wieder unter ϱ der **Reibungswinkel** des Arbeitsstückes an den Scherbacken verstanden wird. Um dies einzusehen, braucht man nur, wie an anderen Stellen schon gezeigt wurde, s. §§. 8, 23, ..., die Druckrichtungen der Scherbacken anstatt in den Normalen GF und $G_1 F_1$ der Scherkanten um den Reibungswinkel ϱ davon abweichend, also in den Geraden HF und $H_1 F_1$ anzunehmen. Wenn diese Richtungen der Backenwirkungen in dieselbe Gerade fallen, so entspricht dies dem gedachten Grenzbetrage des Kreuzungswinkels BOC, über welchen hinaus eine Vergrößerung nicht eintreten darf, ohne zu einem **Auswärtsgleiten** des Arbeitsstückes Veranlassung zu geben. Für diesen Fall hat man aber, wie die Figur sogleich erkennen läßt, den Kreuzungswinkel $BOC = \alpha = 2\varrho$. Man kann sich an jeder gewöhnlichen Papier- oder Stoffschere leicht von der Richtigkeit des Gesagten überzeugen, wenn man einen stärkeren Gegenstand, etwa ein Stück dicker Pappe, bei möglichst weit geöffneter Schere tief in den Kreuzungswinkel hineinbringt und zu schneiden versucht. Hält man dann das Stück nicht fest, so wird dasselbe durch das Schließen der Schere nach außen geschoben, und zwar bis zu einer bestimmten Stelle, derjenigen nämlich, für welche der Kreuzungswinkel der Scherbacken bis zu dem Betrage des doppelten Reibungswinkels herabgegangen ist; nunmehr beginnt erst das Schneiden.

Auch noch in einer anderen Hinsicht ist die Größe des Kreuzungswinkels der Scherbacken von Wichtigkeit, insofern nämlich von diesem Winkel die Größe der Angriffsfläche abhängig ist, in welchem ein Arbeitsstück von bestimmter Dicke von den Scherbacken angegriffen wird. Ist d diese Dicke des zu schneidenden Gegenstandes, so erhält man nach der Figur die Länge $FO = F_1 O = l$, in welcher jeder Scherbacken gegen das Arbeitsstück zur Wirkung kommt, zu $l = \dfrac{d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$, und es wächst diese Länge, wenn der Kreuzungswinkel α kleiner wird. Entsprechend dieser Angriffslinie wird natürlich auch der gesammte Widerstand bei dem Schneiden mit dem Kreuzungswinkel veränderlich und um so größer ausfallen, je kleiner der Kreuzungswinkel wird, d. h. je mehr der Schnittpunkt nach außen rückt. Da nun in demselben Maße auch der Hebelarm wächst, an welchem der Scherwiderstand wirksam zu denken ist, so erklärt es sich, warum das Schneiden mit der gewöhnlichen Handschere um so größere Kraft an den

Griffen erfordert, je weiter der Schnittpunkt nach außen hin rückt. Diese Eigenschaft kommt übrigens nicht nur den Handscheren, sondern auch allen **Hebelscheren**, d. h. denjenigen Maschinenscheren zu, bei welchen die bewegliche Backe an einem Hebel angebracht ist, durch dessen Schwingung, ähnlich wie bei den Handscheren, das Schließen und Oeffnen des Scherenmauls bewirkt wird.

Bei den gewöhnlichen Handscheren für Stoffe und Papier pflegt das Verhältniß $n = \frac{a}{L}$, in welchem der Abstand a des Drehpunktes von der Scherkante zur der Länge L des Blattes steht, etwa zwischen $1/_{10}$ und $1/_{15}$ zu liegen, was einem Kreuzungswinkel von 23° und bezw. 15° 20′ in der Mitte der Blätter und einem solchen von 11° 30′ und 7° 40′ an deren Ende entspricht. Bei den Handscheren für Bleche beträgt jenes Verhältniß n meistens nicht mehr als $1/_{20}$, entsprechend einem Kreuzungswinkel von 11° 30′ in der Mitte und 6° an dem Ende.

Fig. 224.



Die verschiedenen Handscheren unterscheiden sich von einander hauptsächlich nur in der durch ihre verschiedene Verwendungsart gebotenen Form der Blätter, auf welche Verschiedenheit hier eine weitere Rücksicht nicht genommen werden soll. Dagegen möge hier noch einer besonderen Anordnung gedacht werden, welche bei den von den Gärtnern gebrauchten **Baumscheren** wohl Verwendung findet. Das Eigenthümliche dieser durch Fig. 224 erläuterten Schere besteht darin, daß hierbei dem einen Blatte B gegen das andere C nicht nur eine Drehung um den Scharnierbolzen A, sondern außerdem gleichzeitig eine bestimmte ziehende Bewegung ertheilt wird, so daß die Wirkung dieser Schere mehr in einem Schneiden als in einem Abscheren besteht. Dieser Zweck wird auch in der That durch die getroffene Einrichtung beabsichtigt, indem man verhüten will, daß die abzutrennenden Baumzweige einem so starken, leicht auf Zersplitterung wirkenden Drucke ausgesetzt werden, wie er bei der reinen Scherwirkung auftritt. Die Art, wie der Scherbacken B bei dem Schlusse der Stangen durch die bei D und E drehbar angelenkte Schiene DE zu einer Verschiebung in der Richtung des Pfeiles

gezwungen wird, ergiebt sich aus der Figur leicht, wenn man die Punktirung beachtet, welche die Schere im geschlossenen Zustande darstellt. Die Möglichkeit einer solchen Verschiebung wird durch den in dem Blatte *B* enthaltenen längeren Schlitz *b* geboten, durch welchen der Scharnierbolzen hindurchtritt. Die hohle Form des Blattes *C* hat den Zweck, den gefaßten Zweig am Herausschlüpfen zu verhindern, die Feder *F* öffnet die Schere selbstthätig bei nachlassendem Drucke, und der kleine Bügel *H* dient dazu, die Schere, wenn sie nicht gebraucht wird, geschlossen zu halten. In welcher Art die ziehende Bewegung des Backens zu beurtheilen ist, wurde oben bei Gelegenheit der Schneidwirkung in §. 54 schon besprochen.

§. 70. **Hebelscheren.** Bei den Hebelscheren, welche in solchen Fällen Verwendung finden, wo der zu überwindende Schwerwiderstand für die gewöhnlichen Handscheren zu groß ist, wird immer nur die eine Scherbacke bewegt, während man das andere Blatt vollständig fest mit dem Gestelle oder Tische der Schere verbindet. Um die erforderliche größere Kraft ausüben zu können, ist das bewegliche Blatt an einem längeren Hebel angebracht, an dessen freiem Ende die bewegende Kraft angreift. Die einfacheren, durch die Hand des Arbeiters bewegten Scheren dieser Art, wie sie von Metallarbeitern zum Abschneiden von Metall, insbesondere von Blechen, verwendet werden, sind in der Regel einfach an der Werkbank befestigt, oder sie werden zu vorübergehendem Gebrauche in einen Schraubstock gespannt; dieselben sind unter der Bezeichnung Stockscheren allgemeiner bekannt. Die Einrichtung dieser Scheren geht aus den Fig. 225 und 226 zur Genüge hervor. In beiden Fällen ist *C* das feste, *B* das bewegliche Blatt, welches durch den Druck der Hand auf die Handhabe bewegt wird. Die Anordnung in Fig. 225 verdient aus mehreren Gründen den Vorzug vor derjenigen der Fig. 226. Das von dem Arbeiter mit der linken Hand dargebotene Arbeitsstück findet nämlich in Fig. 225 eine sichere Unterstützung auf dem festen Blatte *C*, was bei der Schere in Fig. 226 nicht der Fall ist; auch ermöglicht die Anordnung eines einarmigen Hebels bei einer bestimmten Länge der ganzen Schere ein größeres Uebersetzungverhältniß für die Kraft, als dies bei dem zweiarmigen Hebel Fig. 226 möglich ist, wie eine einfache Rechnung zeigt. Ist nämlich a der mittlere Abstand eines zu zertrennenden Gegenstandes von dem Scharnier A, und bezeichnet l die ganze Länge der Schere bis zu der Mitte der Handhabe, so kann eine daselbst wirkende Kraft P einen Widerstand zwischen den Scherblättern überwinden, welcher, abgesehen von der Reibung an dem Zapfen in Fig. 225, durch $W = P\frac{l}{a}$ und in Fig. 226 durch $W = P\frac{l-2a}{a}$ ausgedrückt ist. Der auf den Drehzapfen wirkende

Druck hat in Fig. 226 die Größe $Z = Q + P$, und ist abwärts gerichtet, so daß er unmittelbar von der Werkbank aufgenommen wird und eine Befestigung der Schere durch einfaches Einschlagen einer Angel geschehen kann. In Fig. 225 hat der auf den Drehzapfen wirkende Druck zwar nur die Größe $Z = Q - P$, da derselbe aber nach oben hin gerichtet ist, so muß die Befestigung des unteren Backens dem entsprechend angeordnet werden. Es wird daher die Schere entweder zwischen die Backen eines Schraubstockes oder auch durch besondere Schrauben auf dem Werktische befestigt, auch pflegt man wohl den aufwärts gerichteten Zug des Auges durch einen von dem letzteren nach dem Fußboden gehenden Anker aufzunehmen.

Fig. 225.

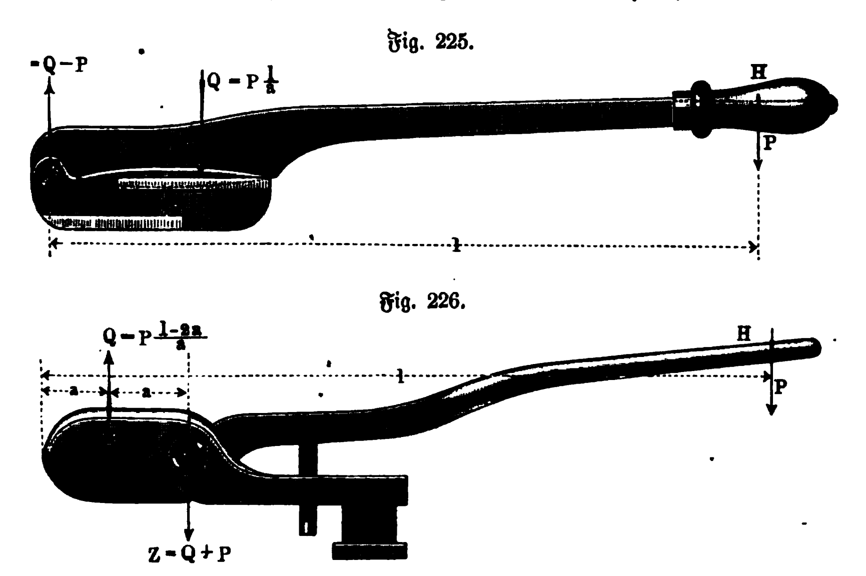


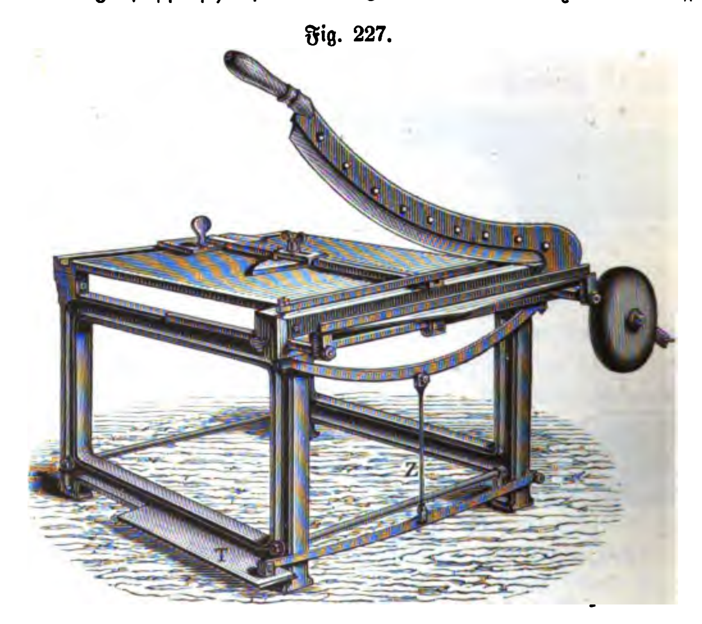
Fig. 226.

Zuweilen giebt man den Scherblättern, wie in Fig. 225 angedeutet, eine gekrümmte Gestalt, aus dem Grunde, um einer bei geraden Blättern mit der Zeit sich einstellenden Aushöhlung zu begegnen, welche deswegen eintreten würde, weil das Blatt in seinem mittleren Theile mehr als an den Enden der Beanspruchung und Abnutzung unterworfen ist. Man kann vermittelst einer gekrümmten Schneide aber auch den Zweck eines überall gleichen Kreuzungswinkels der beiden Scherkanten erreichen, und es ist hier eine ähnliche Betrachtung anzustellen, wie bei Besprechung der Schärfe von Mühlsteinen in §. 34 geschehen. Wenn man das eine feststehende Blatt mit einer geraden, nach der Mitte des Auges gerichteten Schneide versieht, so hat man nach dem an genannter Stelle Angeführten das bewegliche Scherblatt nach einer logarithmischen Spirale von der Gleichung $r = k^{\varphi}$

zu bilden, worin $\log nat\, k = \cotg \alpha$ ist, unter α den constanten Kreuzungswinkel verstanden, mit welchem die Schere arbeiten soll. Wie man eine solche Spirale zeichnen kann, wurde auch schon an besagter Stelle angedeutet, man wird sich bei der Ausführung mit hinreichender Genauigkeit eines Kreisbogens bedienen können.

Eine gekrümmte Schneide giebt man dem Scherblatte allgemein bei denjenigen Scheren, welche in Buchbinderwerkstätten zum Schneiden der Pappdeckel angewendet werden, und bei welchen die Schnittlänge immer eine viel größere sein muß, als bei den Handscheren der Metallarbeiter. Eine derartige Pappenschere, aus der Fabrik der Gebr. Heim in Offenbach, zeigt Fig. 227, woraus man die Aehnlichkeit des Werkzeuges mit der alten Häcksellade erkennt. Eine Aehnlichkeit besteht auch insofern, als auch hier ein Festhalten der vorgelegten Pappscheibe durch einen darauf ruhenden Deckel mit Hülfe des Fußtrittes T und der Zugstange Z vorgenommen wird. Im Uebrigen bedarf diese einfache Schere keiner weiteren Erklärung, auch wird es deutlich sein, wie man mit Hülfe sogenannter Anschläge, d. h. in gewisser Entfernung von dem festen Backen mit diesem parallel befestigter Schienen ohne weiteres Streifen von ganz bestimmter Breite schneiden kann.

Fig. 227.



Wie man durch Verbindung zweier Hebel das Uebersetzungsverhältniß vergrößern kann, ohne übermäßig lange Hebel anwenden zu müssen, erkennt

man aus der Fig. 228, welche eine Handschere zum Gebrauche für Klempner aus der Fabrik von Erdmann Kircheis in Aue vorstellt. Das bei A und B gelenkartig an die beiden Hebel CD und EB angeschlossene Verbindungsglied wirkt hier als Schubstange in leicht ersichtlicher Art.

Fig. 228.

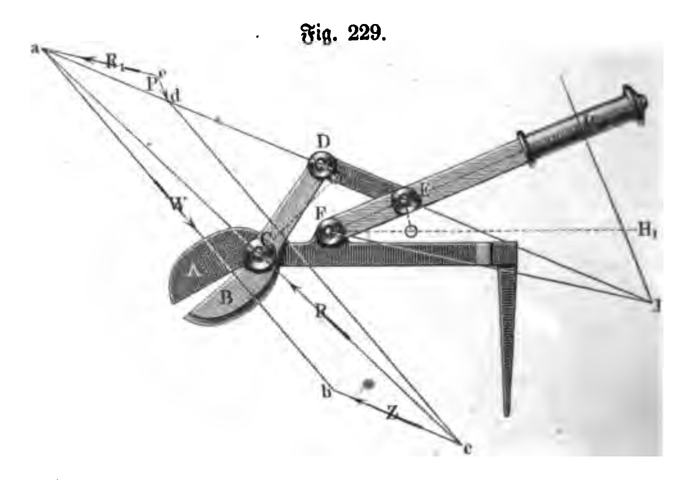


In einer eigenthümlichen Weise sind die beiden Hebel bei der Schere von Molard[1]) angebracht, von welcher Fig. 229 (a. f. S.) die ungefähre Einrichtung verdeutlicht. In Folge des schräg gestellten Scherenmauls AB wird hier eine allmähliche Steigerung des Uebersetzungsverhältnisses und der an den Blättern ausgeübten Kraft veranlaßt, sobald der Handhebel aus der dem geöffneten Zustande der Schere zugehörigen Stellung H in diejenige H_1 übergeführt wird, die der geschlossenen Schere entspricht. Hierbei verkleinert sich nämlich der Hebelarm der von der Zugstange DE auf den Handhebel FH ausgeübten Kraft, während diese Kraft selbst in dem Maße zunimmt, wie mit dem Fortschritte des Scherens von innen nach außen das Moment des Scherwiderstandes sich vergrößert. Wie man bei solchen und ähnlichen Anordnungen von der Größe der in den einzelnen Gliedern der Maschine auftretenden Kräfte durch eine einfache Zeichnung sich ein Urtheil verschaffen kann, ist aus dem Diagramm klar, welches in die Figur eingetragen worden ist. Stellt hierin ab die in dem Angriffspunkte des beweglichen Scherblattes B senkrecht zu demselben anzunehmende Widerstandskraft W des zu scherenden Materials nach einem beliebig zu wählenden Maßstabe vor, und ist a der Durchschnitt dieser Richtung mit der Zugrichtung der Stange DE, so muß von dem Auge C der Schere eine Kraft R geäußert werden, welche für den Zustand des Gleichgewichts durch den Schnittpunkt a hindurchgeht, und deren Größe sich daher aus der Zerlegung von ba nach bc und ca zu

[1]) Prechtl, Technolog. Encyklopädie, 12. Bd., Artikel: Schere.

$R = ca$ ergiebt. Wenn ferner an der Handhabe in H eine noch zu bestimmende Kraft P in der Richtung HJ wirksam ist, welche mit der Richtung der in DE wirkenden Zugkraft Z in dem Punkte J sich trifft, so muß in derselben Art der Drehpunkt F des Handhebels einer Kraft unterliegen, die ihrer Richtung nach durch JF gegeben ist und in ihrer Größe gefunden wird, wenn man die ermittelte Zugkraft $da = -Z$ nach den Richtungen JH und JF zerlegt. Hierdurch erhält man in $ed = P$ die an dem Handhebel anzubringende Kraft, während der Drehpunkt dieses Hebels durch die Kraft $ea = R_1$ angegriffen wird. Will man bei dieser Ermittelung auf die an den Zapfen auftretenden Reibungswiderstände Rücksicht nehmen, so kann dies einfach dadurch geschehen, daß man die Richtungen von R und R_1

Fig. 229.



nicht nach den Mitten der Bolzen C und F, sondern tangential an die um diese Mitten gezeichneten Reibungskreise gerichtet annimmt. In Betreff des Näheren hierüber kann auf frühere Bemerkungen verwiesen werden.

Die großen Scheren, welche in den Eisenwalzwerken zum Durchschneiden der Luppenschienen Verwendung finden, sind ebenfalls häufig als Hebelscheren ausgeführt, natürlich geschieht deren Bewegung bei den großen zu überwindenden Widerständen durch Dampf- oder Wasserkraft, und zwar von einer Betriebswelle aus vermittelst einer den Hebel der Schere am äußeren Ende angreifenden Kurbel oder auch wohl mit Hülfe einer excentrischen Scheibe bezw. eines entsprechend geformten Daumens. In Fig. 230 ist eine solche Hebelschere mit Kurbelantrieb dargestellt, die Kurbelwelle wird von der Hauptbetriebswelle des Werkes durch Riemen und Zahnräder mit mäßiger Geschwindigkeit umgedreht, sie macht etwa 10 Umdrehungen in der Minute, so daß in dieser Zeit ebenso viele Schnitte vollführt werden

können. Eine durch einen Daumen bewegte leichtere Hebelschere[1]), wie sie wohl noch zuweilen in Kesselschmieden gefunden wird, zeigt Fig. 231. Bei

Fig. 230.

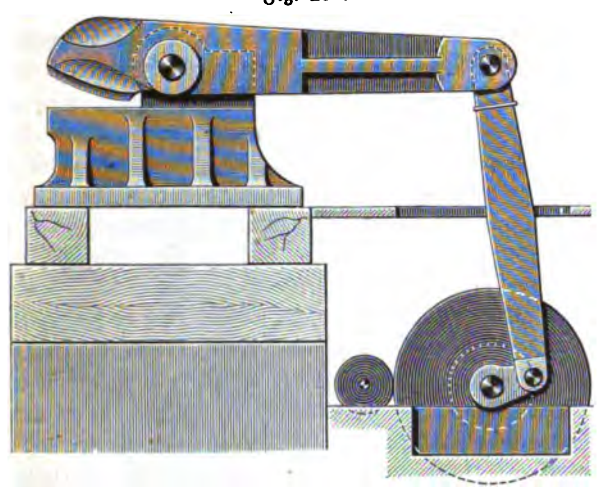
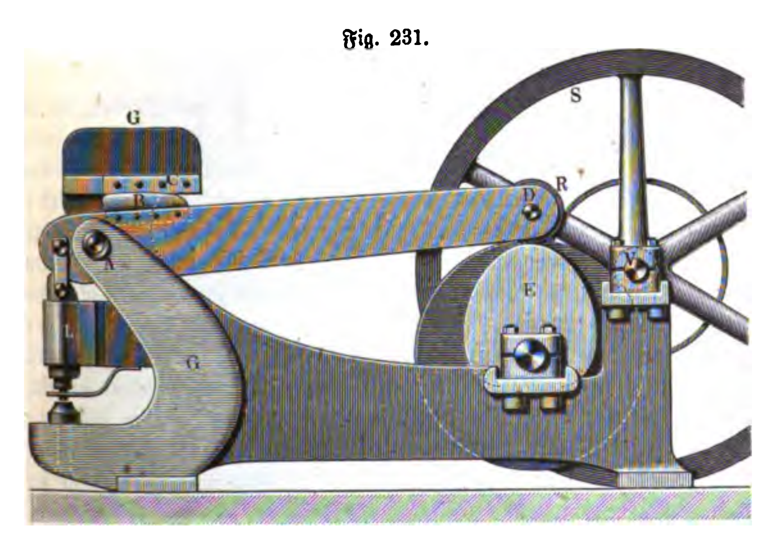


Fig. 231.



derselben ist das bewegliche Scherblatt bei B an dem Hebel AD und das feste darüber bei C an dem passend gekröpften Gußeisengestelle G an-

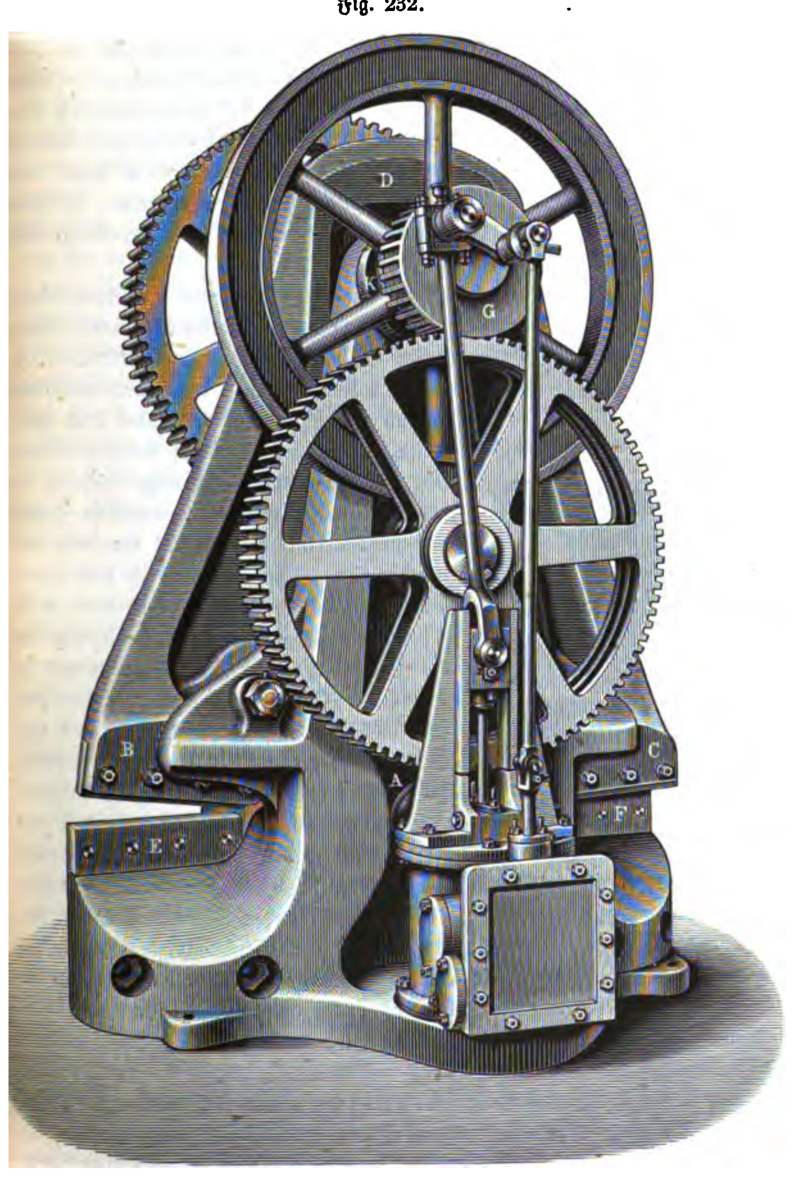
1) Aus Prechtl, Technolog. Encyklopädie, Bd. 12.

gebracht. Das Schneiden geschieht daher hierbei, während der Hebel durch den Daumen E emporgedrückt wird; der Niedergang des Hebels wird durch das Eigengewicht desselben veranlaßt. Um die Reibung zwischen dem Daumen und dem Hebel herabzuziehen, hat man in dem letzteren eine Reibrolle R angeordnet; die Art, wie die Bewegung der Daumenwelle von der durch einen Riemen betriebenen Vorgelegswelle V mittelst der Stirnräder bewirkt wird, ist aus der Figur ersichtlich, aus welcher man auch das Schwungrad S erkennt, das auf der Vorgelegswelle V angebracht ist, um eine einigermaßen gleichmäßige Bewegung zu erzielen. Der über den Drehpunkt hinaus verlängerte Hebel ist gleichzeitig dazu benutzt, vermittelst zweier Hängeschienen einen Schieber L zu bewegen, welcher mit einem Lochstempel zum Lochen von Kesselblechen versehen ist. Die Wirkungsweise dieser Lochwerke wird in einem späteren Paragraphen näher auseinandergesetzt werden. Als ein Uebelstand dieser Bauart muß es bezeichnet werden, daß sowohl das Lochen wie das Scheren bei der aufwärts gerichteten Bewegung des Hebelendes D erfolgt, so daß die ganze Maschine in dem Falle einer sehr starken Beanspruchung ausgesetzt sein würde, in welchem gleichzeitig ein Scheren und Lochen stattfinden sollte; vortheilhafter müssen daher solche Anordnungen erscheinen, welche eine abwechselnde Wirkung an den beiden betreffenden Stellen erzielen, wodurch nicht nur die Anstrengung der Maschine eine geringere, sondern auch die Bewegung eine gleichmäßigere wird.

Eine solche Schere mit abwechselndem Angriffe an zwei Stellen, ist in Fig. 232 dargestellt. Der starke gußeiserne, um einen Zapfen bei A drehbare Hebel BDC ist beiderseits bei B und C mit beweglichen Scherblättern versehen, die bei dem Schwingen des Hebels abwechselnd an den festen Scherblättern E und F zur Wirkung kommen. Die hierzu erforderliche schwingende Bewegung erhält der Hebel durch eine Kurbelwelle k, deren Kurbelzapfen mittelst eines Gleitstückes den Hebel in einem senkrechten Schlitze desselben ergreift. Die entsprechende langsame Umdrehung von zehn bis zwölf Umdrehungen in der Minute wird der Kurbelaxe mittelst zweier Zahnrädervorgelege durch eine besondere Dampfmaschine ertheilt, deren Kurbel das Getriebe G direct in Bewegung setzt. Eine solche von De Bergue & Co. in London ausgeführte Maschine schneidet Eisenschienen von 1,5 Zoll = 37 mm Dicke und bis zu 20 Zoll = 0,5 m Breite im kalten Zustande durch und vollführt dabei in der Minute 22 Schnitte. Für kleinere Widerstände kann das Getriebe G auch durch einen Riemen von der Hauptbetriebswelle des Werkes in Bewegung gesetzt werden. Auch hat man wohl die eine Seite zur Bewegung eines Lochstempels verwendet, wobei jedoch bemerkt werden muß, daß diese Anordnung wegen der Bogenbewegung des Hebelendes zu Bedenken veranlassen muß, sobald der Loch-

stempel unmittelbar mit dem schwingenden Hebel verbunden wird und nicht wie in Fig. 231 ein besonderer Schieber angeordnet ist.

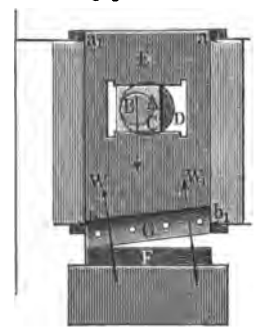
Fig. 232.



§. 71. Schieberscheren. Die großen Scheren, wie man sie in Kesselfabriken und Blechwalzwerken zum Beschneiden der starken Eisenbleche neuerdings meist in Anwendung bringt, werden in der Regel nicht als Hebelscheren gebaut, sondern als Schieberscheren, auch Guillotinenscheren genannt, derart nämlich, daß das bewegliche Scherblatt in einem senkrecht auf und nieder geführten Schlitten angebracht wird. Diese Anordnung zeichnet sich der Hebelconstruction gegenüber nicht nur durch die verhältnißmäßig einfachere und daher auch widerstandsfähigere Bauart, sondern auch dadurch aus, daß man vermöge derselben sehr lange Schnitte ausführen kann, was bei Hebelscheren deswegen nicht gut thunlich ist, weil bei einer größeren Länge des Schnittes der Abstand des Angriffes von dem Hebeldrehpunkte zu sehr veränderlich ist.

Die Bewegung des das bewegliche Scherblatt tragenden Schiebers erfolgt bei diesen Maschinen immer unmittelbar von einer Kurbel oder einem Kreisexcenter, entweder mittelst einer den Schieber ergreifenden Lenkerstange, so daß dieses Getriebe dem gewöhnlichen Kurbelgetriebe der Dampfmaschinen ähnlich ist, oder man verwendet auch wohl unter gänzlicher Weglassung der Lenkerstange eine Schleife oder schlitzförmige Führung in dem Schieber, worin der excentrische Zapfen sich mittelst eines Gleitblockes wagerecht verschieben kann. In Fig. 233 ist diese letztere Bewegungsart verdeutlicht; hier stellt A die Mitte der Triebwelle und B diejenige des am freien Ende der Welle befindlichen excentrischen Zapfens vor, welcher von dem Gleitblocke C umfangen wird, der sich in dem Schlitze D des Schiebers E bewegt. Obwohl bei dieser unmittelbaren Bewegung durch die Kurbel die bedeutende Kraftübersetzung wegfällt, welche bei den vorstehend besprochenen Hebelscheren in Folge der sehr verschiedenen Hebelarme erreicht wird, so werden dennoch die beträchtlichsten Scherwiderstände hier mit gleicher Sicherheit überwunden, weil das mit solchen Maschinen immer verbundene Schwungrad genügende Größe und Geschwindigkeit besitzt, um vermöge der in ihm aufgespeicherten mechanischen Arbeit das Durchdrücken des Schermessers zu erzwingen. Es gelten in dieser Hinsicht ganz ähnliche Bemerkungen, wie sie in §. 20 gelegentlich der Steinbrecher gemacht worden sind.

Fig. 233.



Wollte man bei diesen Schieberscheren die beiden Scherblätter mit parallelen Scherkanten versehen, so würde der Widerstand eine besonders bei breiten Platten ganz bedeutende Größe annehmen, und es würde damit nicht

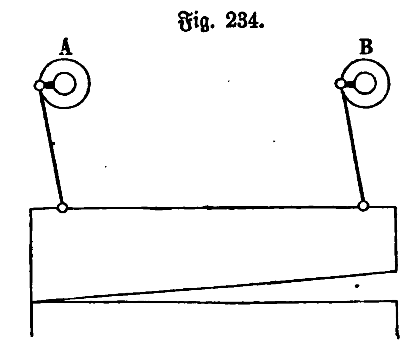
nur die Nothwendigkeit sehr starker Abmessungen, sondern auch ein sehr ungleichförmiger Gang der Maschine in Verbindung stehen. Diesen Uebelständen begegnet man dadurch, daß man der Kante des beweglichen Scherblattes G eine gewisse Neigung von etwa 5 bis 8 Grad gegen die wagerechte Kante des unteren festen Blattes F ertheilt, eine Neigung, die noch nicht so groß ist, um eine seitliche Verschiebung des Arbeitsstückes aus dem Scherenmaul heraus befürchten zu lassen. In Folge dieser Neigung der Scherkanten wird auch bei diesen Scheren ähnlich wie bei den Hebelscheren ein allmähliches Fortschreiten des Angriffspunktes entlang der Schnittfläche erreicht, und der Scherwiderstand, welcher zu überwinden und von den einzelnen Theilen auszuhalten ist, fällt deswegen in dem Maße kleiner aus, wie die in irgend einem Augenblicke angegriffene Breite kleiner ist als die ganze Blechbreite. Selbstverständlich muß in Folge dieser Anordnung auch der Hub des Schlittens größer sein als die einfache Blechdicke, welche das nothwendige Maß des Hubes bei parallelen Scherkanten vorstellt. Man erkennt leicht aus der Figur, daß bei einer Breite des Schiebers gleich b und einem Neigungswinkel α der Scherkanten die mindestens erforderliche Schublänge des Schiebers zu $s = b \; tang \, \alpha$, also für $\alpha =$ etwa 6^0, zu $s = 0{,}1 \; b$ folgt. Diese vergrößerte Schublänge bedingt natürlich wieder einen entsprechend größeren Kurbelarm bezw. eine größere Excentricität des Zapfens B, so daß eine Verkleinerung des auf die Triebwelle A wirkenden Kraftmomentes durch die Neigung der Scherbacken nicht erzielt werden kann. Der Vortheil ist hauptsächlich in der Verminderung des auf das Gestell wirkenden Druckes zu erkennen, ein Vortheil, welcher indessen bei den gewaltigen, gerade in diesen Maschinen zur Aeußerung kommenden Widerständen von erheblicher Bedeutung ist.

Aus diesem Grunde nimmt man denn selbst den mit der Neigung der Scherblätter unvermeidlichen Uebelstand in Kauf, welcher aus der schrägen Richtung des Scherwiderstandes und aus der veränderlichen Lage seines Angriffspunktes folgt. Es ergeben sich hieraus gewisse Seitendrucke gegen den Schieber, welche in dessen Führungen schädliche Reibungswiderstände hervorrufen. Würde nämlich der von dem durchzuscherenden Bleche dem bewegten Scherblatte dargebotene Widerstand immer genau senkrecht und in derselben Geraden, wie der abwärts wirkende Druck des Kurbelzapfens auftreten, so würden die Führungen des Schiebers einem Seitendrucke nicht ausgesetzt sein. Nun wirkt aber der gedachte Scherwiderstand senkrecht zu der geneigten Scherkante G, und zwar verschiebt sich sein Angriffspunkt während des erfolgenden Durchscherens allmählich über die ganze Breite des Bleches. Daraus ergiebt sich das Auftreten eines Kräftepaares, welches eine Verdrehung des Schiebers anstrebt. Es ist auch ersichtlich, daß die Drehungsrichtung dieses Kräftepaares eine wechselnde ist, je nachdem der Wider-

stand durch W oder W_1 dargestellt ist. Die Folgen dieses Drehungsmomentes sind natürlich Seitendrucke in den Ecken der Führungen entweder bei a und b oder bei a_1 und b_1, je nachdem der Widerstand in W oder in W_1 auftritt. Es ist auch erkenntlich, daß die Größe dieses Drehungsmomentes und damit der Seitenreibungen um so größer ausfällt, je weiter der Angriff des Scherblattes aus der Mitte gerückt ist. Wenn daher, wie es meistens der Fall sein wird, die Breite der zu schneidenden Platte geringer ist, als die Länge der Scherblätter, so empfiehlt es sich, das Scheren in dem mittleren Theile der Blätter vorzunehmen. Ein Seitendruck gegen die Führungen tritt nicht auf in demjenigen Augenblicke, in welchem die Richtung des zu dem bewegten Scherblatte senkrechten Widerstandes W durch die Mitte des Kurbelzapfens hindurchgeht.

Bei großer Breite der zu scherenden Platten wendet man zur Bewegung des Schiebers zwei Kurbeln A und B, Fig. 234, an, welche durch zwei gesonderte Lenkstangen den Schieber in zwei Punkten ergreifen. Hierdurch wird die Neigung des Schiebers, zu ecken, d. h. sich unter Einwirkung des gedachten Kräftepaares in seiner Ebene zu verdrehen, wesentlich verringert; denn man wird annehmen müssen, daß die von den beiden Lenkstangen auf den Schieber ausgeübten Schubkräfte nicht immer von gleicher Größe, sondern derart verschieden sein werden, daß die größere Schubkraft von derjenigen Lenkstange ausgeübt wird, welcher der Angriffspunkt des Scherwiderstandes näher liegt. Hierdurch wird die jedesmalige Mittelkraft aus den beiden Kräften der Schubstangen sich auch dem jedesmaligen Angriffspunkte des Scherwiderstandes nähern. Von großer Wichtigkeit ist bei der Anordnung zweier Lenkstangen, daß die beiden Kurbeln nicht nur genau gleiche Länge haben, sondern daß auch die Richtungen derselben genau parallel sind, weil eine Abweichung in der einen oder anderen Beziehung bewirken würde, daß die Bewegung der beiden Lenkerangriffe nicht übereinstimmen könnte, und es müßten sich namentlich in den Todtstellungen der Kurbeln, also bei dem Wechsel der Schieberbewegung, die Einflüsse dieser ungenauen Ausführung durch starke Seitenreibung in den Führungen und schnelle Abnutzung kenntlich machen.

Fig. 234.



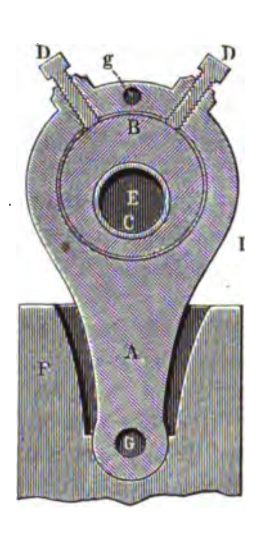
Die Scherblätter werden bei derartigen Maschinen immer als besondere stählerne Klingen mit Schrauben an dem Schieber befestigt, so daß ein

Schärfen stumpf gewordener oder ein Ersatz unbrauchbarer Blätter leicht zu ermöglichen ist. Da nun mit jedesmaligem Schleifen der Blätter, das immer nur auf der schmalen, den Druck beim Schneiden ausübenden Fläche geschieht, die Breite der Messer sich verringert, so würden, wenn man nicht etwa den Ausschub des Schlittens ungebührlich groß annehmen wollte, die Scherkanten schließlich nicht mehr weit genug über einander greifen, um den Schnitt zu vollenden. Man kann diesem Uebelstande in einfacher Art dadurch abhelfen, daß man nach jedesmaligem Schleifen der Blätter dieselben durch Verschiebung auf ihren Sitzen wieder entsprechend einander nähert, wozu die Löcher für die Befestigungsschrauben länglich auszuführen sind. Diese Anordnung ist zwar einfach, leidet aber an dem Mangel, daß bei den großen auftretenden Druckkräften sich leicht ein unbeabsichtigtes Zurückschieben der Blätter einstellt, wenn man demselben nicht jedesmal durch besondere, den entstandenen Zwischenraum genau ausfüllende Einlagestücke vorgebeugt hat. Vollkommener erscheint daher eine solche Anordnung, bei welcher die Blätter stets an genau derselben Stelle des Schlittens oder Gestellbackens befestigt werden, und bei welcher man die Länge der von der Kurbel bewegten Lenkerstange einer Veränderung unterwirft. Nur bei ganz kleinen Kräften wird man diese Verlängerung dadurch möglich machen, daß man die Schubstange aus zwei Theilen bildet, die durch Schraubengewinde mit einander vereinigt sind, denn hierbei müssen die Schraubengewinde den ganzen in der Lenkstange auftretenden Druck übertragen, wozu sie ihrer Form wie ihren Abmessungen nach nur wenig geeignet sind.

Eine vorzügliche Einrichtung, um die gedachte Längenveränderung zu bewirken, ist dagegen durch Fig. 235 (a. f. S.) verdeutlicht, welche die Einrichtung vorstellt, die bei den Maschinen der Stiles & Parker Preß Co. in Middletown, Connecticut, zur Verwendung kommt. Hierin stellt A die aus Stahl geschmiedete Lenkerstange vor, welche sich mit ihrem unten halbcylindrisch gebildeten Ende in die passende Aushöhlung des Schiebers F stemmt, um den großen Druck unmittelbar ohne einen Zwischenbolzen auf den Schieber zu übertragen; der Bolzen G dient nur dazu, bei dem Aufgange der Lenkstange den Schlitten leer wieder zurückzuziehen. Der Kurbelzapfen ist durch E vorgestellt, und man ersieht aus der Figur, daß dieser Zapfen von einer excentrischen Scheibe B umfangen wird, welche als das Lagerfutter des Kurbelzapfens E anzusehen ist, indem nämlich diese Scheibe für gewöhnlich unverrückbar fest in dem erweiterten Auge der Lenkerstange befestigt ist. Wenn dagegen eine Veränderung der Lenkstangenlänge vorgenommen werden soll, so genügt es, die Scheibe B in dem Stangenkopfe durch Zurückdrehen der Stellschrauben D zu lösen und eine entsprechende Verdrehung der Scheibe B in dem Auge der Lenkstange vorzunehmen. Auf

diese Weise kann durch eine halbe Umdrehung der excentrischen Scheibe eine Verlängerung der Lenkstange um die Größe $2a$ erzielt werden, wenn die

Fig. 235.



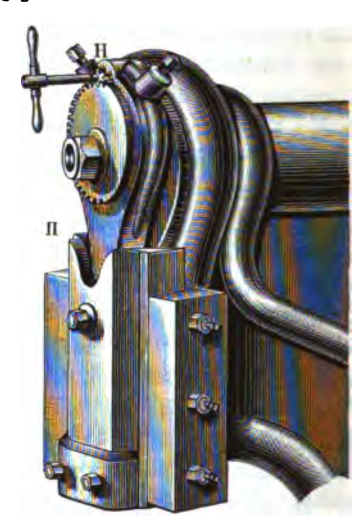
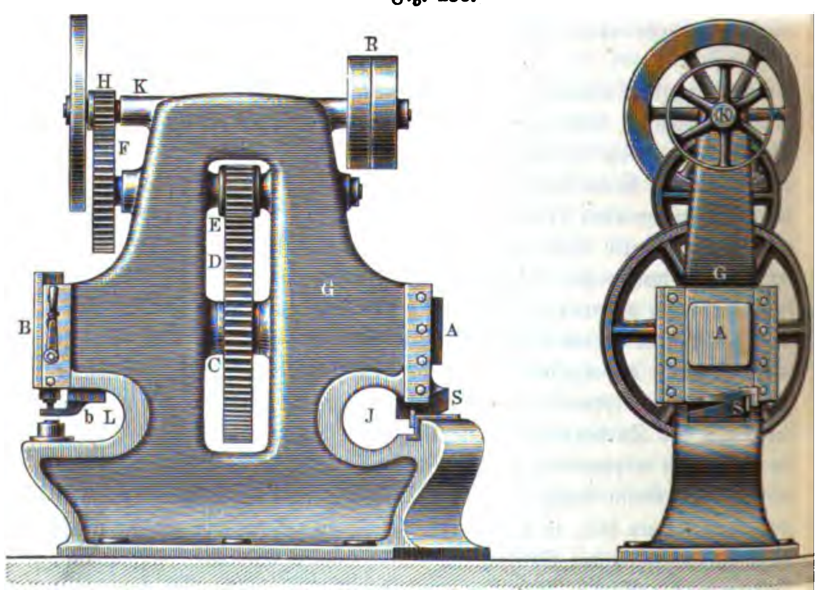


Fig. 236.

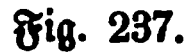


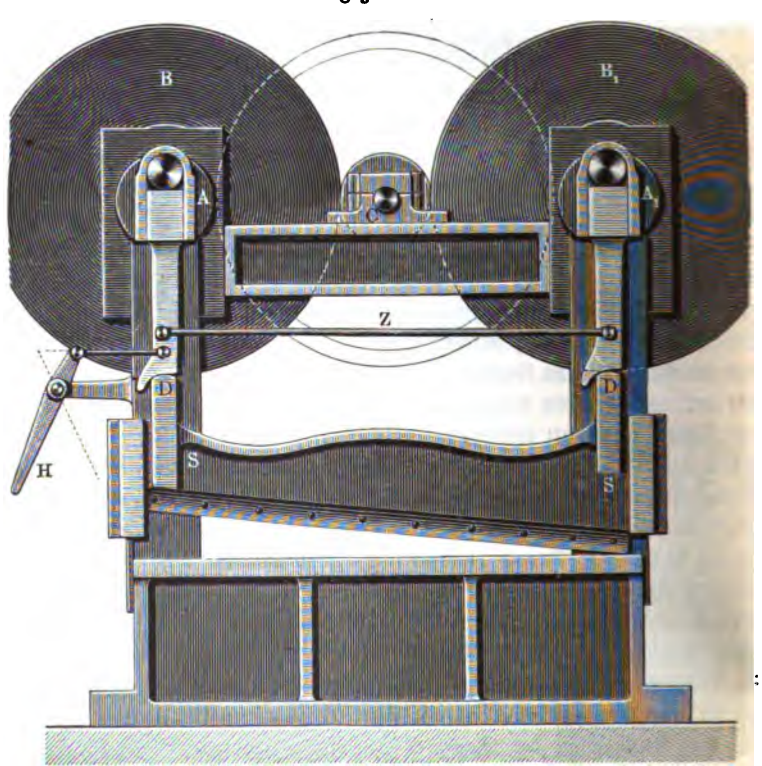
Excentricität durch a bezeichnet wird. Da die Verdrehung mittelst des kleinen Getriebes H, das in den gezahnten Scheibenumfang eingreift, mit großer Genauigkeit vorgenommen werden kann, so ist hierdurch ein Mittel zu einer bequemen und sicheren Regulirung gegeben.

Eine Schieberschere, verbunden mit Lochwerk, wie sie für Kesselschmieden gebräuchlich ist, stellt Fig. 236 nach der Bauart von Richard Hartmann in Chemnitz vor. Die beiden Schieber A und B, von denen A das bewegliche Scherblatt und B den Lochstempel trägt, sind in übereinstimmender Art in dem Hohlgußgestell G geführt, und erhalten die auf- und niedersteigende Bewegung in der aus Fig. 233 bekannten Weise durch je einen excentrischen Zapfen an dem Ende der das Gestell quer durchsetzenden starken Welle C. Wie die langsame Umdrehung dieser Welle vermittelst des doppelten Rädervorgeleges D, E und F, H von der Schwungradwelle K erfolgt, der die Bewegung durch die Riemscheibe R von der Hauptbetriebswelle der Fabrik mitgetheilt wird, ist ohne Erklärung ersichtlich. Die beiden Räder D und E finden ihren Platz zweckmäßig in der mittleren Aussparung des Gestelles, und die Ausbuchtung desselben bei J und L hat den Zweck, das Scheren oder Lochen in einem der Tiefe dieser Ausbuchtung entsprechenden Abstande von dem Blechrande vornehmen zu können. Die schräge Stellung der Schere S ist nur zu dem Zwecke gewählt, um auch längere Eisenstangen noch durchschneiden zu können. Ueber die nähere Einrichtung des Lochwerks und der an demselben vorhandenen Ausrückvorrichtung wird weiter unten das Nähere angeführt werden.

In Fig. 237 (a. f. S.) ist eine große Blechschere dargestellt, wie sie zum Beschneiden ganzer Blechtafeln verwendet wird. Man erkennt aus der Figur die beiden Kurbelwellen A und A_1, welche durch die beiden gleich großen Zahnräder B und B_1 ihre Bewegung von der in der Mitte gelagerten Axe C einer besonderen in der Figur nicht besonders dargestellten Dampfmaschine mit oscillirendem Cylinder empfangen. Die Lenkerstangen dieser Kurbeln sind mit dem Schieber S des beweglichen Scherblattes nicht durch Bolzen fest verbunden, sie stemmen sich vielmehr nur mit ihren Enden gegen die an dem Schieber angebrachten Schultern DD_1, auf diese Weise nur den Niedergang des Schiebers bewirkend. Der leere Aufwärtsgang desselben wird hierbei durch zwei Gewichte veranlaßt, welche an längeren Armen von zwei hinterhalb angebrachten Hebel wirken, die mit den kürzeren Armen an den Schieber angeschlossen sind. Diese Anordnung gestattet jederzeit ein bequemes und schnelles Anhalten des Betriebes, zu welchem Zwecke der Handhebel H vorgesehen ist, durch dessen Umlegen in die punktirte Lage die beiden durch die Zugstange Z mit einander vereinigten Lenkerstangen von den Schultern des Schiebers abgezogen werden. Eine derartige unmittelbare Ausrückung des Messers ist bei allen Scheren und Lochwerken höchst

wünschenswerth, da sehr leicht der Fall eintreten kann, daß die zu bearbeitende, oft schwere Platte noch nicht in die genau richtige Lage gebracht ist, während das Messer oder der Lochstempel bereits niedergeht. Alsdann würde ohne ein sofortiges Abstellen des Schiebers ein Verderben des Arbeitsstückes unvermeidlich sein, da ein Ausrücken der Betriebswelle durch Verschiebung des Riemens auf die Leerscheibe nicht zum Ziele führen könnte, indem das Schwungrad dieser Welle vermöge der in ihm aufgespeicherten


Fig. 237.



Arbeit die Bewegung noch lange genug erhalten würde, um den zu vermeidenden falschen Schnitt hervorzubringen.

Außer den hier besprochenen selbstständigen Scherwerken zum Beschneiden von Blechen und Trennen von Stäben kommen Scheren noch vielfach als Bestandtheile gewisser Maschinen vor, wie sie zur Herstellung bestimmter Artikel aus Draht oder Blech in Gebrauch sind, so z. B. bei den Maschinen zur Herstellung von Drahtstiften und aus Blech geschnittenen Nägeln,

ferner zur Herstellung der Nähnadeln, sowie der für Spinnereien erforderlichen Kratzenbeschläge und in manchen anderen Fällen. Die Wirkungsweise dieser Art von Scheren, die immer nur klein sind und meistens durch Daumen und Hebel bewegt werden, bietet Besonderheiten nicht dar.

Dagegen möge hier noch eine Maschine angeführt werden, wie sie von Buchbindern und in Papierfabriken zum Beschneiden von Papierballen ver-

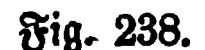


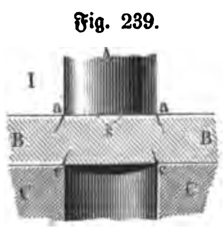
Fig. 238.

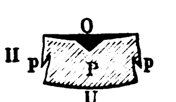
wendet wird. Das Eigenthümliche dieser als Schieberschere gebauten Maschine, von welcher die Fig. 238 eine Ausführung der Maschinenfabrik von Gebr. Heim in Offenbach darstellt, besteht in der schräg gegen das Papierpacket gerichteten Bewegung des Messers, wodurch ein gezogener Schnitt erzielt wird, über dessen Eigenthümlichkeiten auf das in §. 54 Gesagte verwiesen werden kann. Aus der Figur erkennt man, wie dem das Messer tragenden Schlitten durch die beiderseits angebrachten schrägen Schlitze *F* die gedachte Führung ertheilt wird, während die Bewegung nach der Rich-

tung dieser Schlitze durch eine Zugstange Z bewirkt wird, die mit einer Kurbel verbunden ist, der durch die Welle K unter Vermittelung einer mehrfachen Zahnradübersetzung eine langsame Umdrehung ertheilt wird. Diese Maschine, welche eine gewisse Aehnlichkeit mit den oben besprochenen Guillotinhäckselmaschinen (§. 58) zeigt, bewirkt eigentlich weniger ein Abscheren, als vielmehr ein Durchschneiden des Papiers, durch welches allein die glatte Schnittfläche erzielt werden kann, auf die es bei der gedachten Verwendung wesentlich ankommt. Von besonderem Einfluß auf die Glätte der Schnittfläche ist außer der schrägen Bewegung des Messers die vorzügliche Beschaffenheit der Messerschneide, deren Kantenwinkel hierfür auch immer erheblich kleiner ist, als bei den Scheren für Metall.

§. 72. **Lochwerke.** Das Lochwerk, auch Stanzwerk oder Durchschnitt genannt, stimmt in Bezug auf seine Wirkungsart insofern mit der Schere überein, als auch hierbei die Trennung der beiden betreffenden Theile durch Abscheren, d. h. durch Ueberwindung der Schubfestigkeit, erfolgt. Der Unterschied besteht hauptsächlich nur in der Gestalt der die Trennung bewirkenden Scherkanten, welche hierbei in der Regel geschlossene Linien, z. B. Kreise, darstellen, so daß durch die Wirkung des Werkzeugs eine ringsum geschlossene Oeffnung, wie z. B. bei Herstellung der Nietlöcher, zuweilen auch nur ein Einschnitt am Rande, wie z. B. bei dem Stanzen der Sägezähne, entsteht. Die größte Bedeutung haben die Stanzwerke für runde Löcher, so daß diese Form auch hier der Betrachtung zu Grunde gelegt werden soll.

Fig. 239.



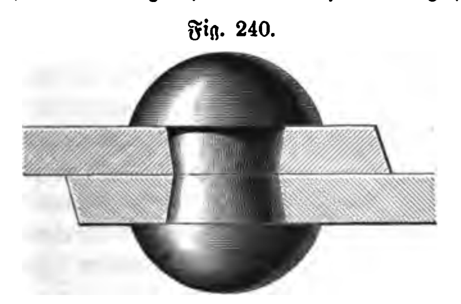


Denkt man sich einen cylindrischen gehärteten Stahlstempel A, Fig. 239, welcher an der Stirn durch eine ebene zur Axe senkrechte Fläche begrenzt, daher ringsum mit einem scharfen Rande a versehen ist, in eine darunter liegende, gleichfalls harte, mit einer genau passenden Bohrung versehene Scheibe C geschoben, so wird aus einer zwischengelegten Blechplatte B ein im Allgemeinen cylindrisches Stück, der sogenannte Putzen P, herausgedrückt. Hierbei wirkt der scharfe Rand des Stempels a zusammen mit dem der Lochscheibe c wie ein Paar Scherkanten, wobei man als den zu überwindenden Widerstand die Scherfestigkeit des Materials an der Trennungsfläche anzunehmen hat, als welche hierbei die cylindrische Innenfläche der entstandenen Oeffnung angesehen werden muß. Es ist selbstredend, daß der Stempel, bevor er ein Abscheren des Putzens zu bewirken vermag, zunächst eine Zusammen-

drückung des Materials hervorbringt, und zwar so lange, bis der gegen ihn geäußerte Widerstand denjenigen Betrag erreicht, bei welchem die gedachte Scherfestigkeit überwunden wird. Die Betrachtung des ausgestoßenen Putzens *P* zeigt demgemäß auch immer die Entstehung einer gewölbten Unterfläche *U* und einer muldenförmigen Vertiefung oben bei *O*, welche letztere noch besonders durch die an dem Stempel meistens vorhandene kegelförmige Spitze *s* befördert wird, die man anbringt, um das Lochen mit Sicherheit genau an vorgezeichneter Stelle vornehmen zu können.

Man bemerkt ferner in dem Falle des gleichen Durchmessers von Stempel und Lochscheibe an dem Putzen stets ein oder mehrere ringsum laufende Ansätze von der bei *p* angegebenen Beschaffenheit, welche sich dadurch erklären, daß der Druck der Scherkanten von Stempel wie Lochscheibe sich in geneigter Richtung in das Material hinein fortpflanzt, und zwar bei dem Stempel nach außen und bei der Lochscheibe nach innen. Hierdurch scheint die Bildung von Rissen in der durch Fig. 239 I angedeuteten Weise veranlaßt, wodurch die gedachten Ansätze am Putzen, Fig. 239 II, sich erklären. Um die Bildung dieser Ansätze, welche natürlich auch mit einer entsprechenden Unregelmäßigkeit der Lochinnenfläche verbunden ist, zu vermeiden, empfiehlt daher v. Reiche, zum Lochen der Kesselbleche den Durchmesser des Lochscheibenrandes um $^1/_4$ der Blechstärke größer als den Stempeldurchmesser zu wählen. In Folge dieser Anordnung erhalten die Löcher eine kegelförmige Gestalt, die für die Festigkeit der eingezogenen Nieten besonders vortheilhaft ist, sobald man die Vorsicht gebraucht, die beiden zusammen zu nietenden Platten nach Fig. 240 mit den engen Lochseiten zusammenzulegen. Von anderer Seite wird dagegen empfohlen, den Durchmesser des Loches nicht oder nur sehr wenig kleiner als den des Stempels zu wählen, um möglichst scharfe Ränder des Loches zu erzielen, was in dem Maße weniger der Fall ist, in welchem das weitere Loch ein gewisses Durchbiegen der Blechplatte gestattet, womit denn auch weniger eine reine Scherwirkung als in gewissem Betrage das Abreißen einzelner Fasern verbunden sein muß. Jedenfalls pflegt man bei geringeren Blechstärken, bei denen es auf möglichst scharfe Lochränder ankommt, und wo überhaupt die Ansatzbildung in geringerem oft kaum merklichem Maße auftritt, den Stempel so genau passend in die Lochscheibe zu arbeiten, wie dies mit den unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Stempelführung nur verträglich ist. Es ergiebt sich aus dieser

Fig. 240.

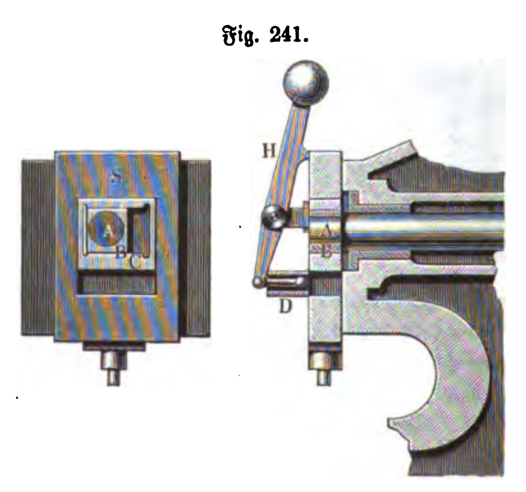


Bemerkung, von welcher Bedeutung für eine gute Wirksamkeit derartiger Durchschnitte die Genauigkeit der Stempelführung ist.

Es mag hier bemerkt werden, daß genaue Messungen der aus Kesselblechen und stärkeren Platten ausgestoßenen Putzen an diesen eine geringere Dicke ergeben haben, als das Blech hatte, und da eine Verdichtung des Materials nicht eingetreten war, wie sich daraus ergab, daß das specifische Gewicht des Putzens nach dem Lochen sich nicht größer, eher kleiner als das des Bleches herausstellte, so wird man annehmen müssen, daß gleichzeitig mit dem Ausstoßen oder unmittelbar vor demselben während der Zusammendrückung eine seitliche Verdrängung des Materials in die gelochte Platte hinein stattfindet. Diese eigenthümliche Erscheinung, welche auch bei anderen Vorgängen der Metallverarbeitung festgestellt worden ist und für welche man nach Tresca den Namen des Fließens gebraucht hat, geht auch aus der überall zu beobachtenden Erscheinung hervor, wonach eine Stange, in welche der Länge nach eine Reihe von Löchern gestoßen wird, nach dem Lochen eine größere Länge zeigt, als vorher. Indem die nähere Besprechung der bei dem Lochen und Scheren auftretenden Widerstände in dem folgenden Paragraphen stattfinden soll, möge hier nur die Einrichtung der zum Lochen dienenden Maschinen erläutert werden.

Wie die Bewegung des Lochstempels von dem Hebel des Scherwerks bewirkt werden kann, wurde schon in Fig. 231 angegeben, und ebenso wurde in Fig. 236 eine Schieberschere mit eben solchem Lochwerk angeführt. Die Bewegung des den Lochstempel tragenden Schiebers erfolgt dabei genau in derselben Art, wie die des Scherenschiebers durch einen excentrischen Zapfen mit Hülfe eines in dem Schieberschlitze beweglichen Gleitblockes. In Fig. 241 ist ein Durchschnitt durch den Schieber eines solchen Lochwerkes gegeben, woraus man auch die Art erkennt, in welcher die Wirkung des Stempels in jedem Augenblicke unterbrochen werden kann. Um dies zu erreichen, ist hierbei der den Zapfen A umschließende Gleitblock B zunächst in ein Rähm-

Fig. 241.



chen C eingesetzt, in welchem er sich in erforderlicher Art wagerecht verschieben kann, während dieses Rähmchen selbst in dem Schieberschlitze einer senkrechten Verschiebung befähigt ist, deren Betrag gleich dem ganzen Schube des Kurbelzapfens gemacht ist. Wenn nun der Stempel arbeiten soll, so wird dem Rähmchen C durch ein unter ihm eingepaßtes parallelepipedisches Zwischenstück D jede Verschiebung in dem Schieberschlitze unmöglich gemacht, so daß der Druck des Kurbelzapfens A durch den Gleitblock B, das Rähmchen C und das Zwischenstück D auf den Schieber S des Stempels übertragen wird. Sobald jedoch durch Umlegen des Hebels H das Zwischenstück D aus dem Schieber heraus in die in der Figur dargestellte Lage gezogen wird, kann zwar bei weiterer Drehung der Kurbelwelle der Gleitblock B das Rähmchen C auf und nieder bewegen, der Schieber S wird aber wegen des nunmehr vorhandenen freien Spielraums im Schlitze an der Bewegung keinen Antheil haben.

Man kann natürlich der Ausrückvorrichtung noch mancherlei andere Anordnung geben, z. B. kann man das betreffende Unterlagestück durch eine Drehung anstatt einer Verschiebung in oder außer Wirksamkeit bringen, wie dies bei der Maschine in Fig. 236 der Fall ist, oder man kann auch die Wirkung des Schiebers selbst dadurch unterbrechen, daß man die Kurbelwelle mittelst einer lösbaren Kuppelung mit dem Zahnrade verbindet, durch welches sie ihre langsame Bewegung erhält, doch scheint es unnöthig, auf diese verschiedenen Ausführungsarten hier besonders einzugehen.

Der in Fig. 236 bei b angedeutete kleine Bügel hat den Zweck, das Herausziehen des Stempels aus dem gelochten Bleche zu bewirken, indem nämlich bei dem Aufwärtsgange des Stempels derselbe vermöge der starken Reibung in dem Loche die Blechplatte mit empornimmt, bis dieselbe durch Anstoßen an den besagten Bügel zurückgehalten wird, worauf der weitere Aufgang des Stempels dessen Herausziehen aus dem Loche bewirken muß.

Der Durchschnitt findet eine sehr ausgedehnte Anwendung bei der Herstellung verschiedener Metallwaaren aus Blech, z. B. der von Metallknöpfen, Münzen, Zündhütchen, Stahlfedern u. s. w., sowie zur Herstellung der Oehre in Nähnadeln. Da es sich hierbei meist nur um kleine Widerstände handelt, so sind die dabei in Verwendung kommenden Maschinen in der Regel für den Handbetrieb eingerichtet. Ein derartiger kleiner Durchschnitt mit Schraubenbewegung ist in Fig. 242 [1]) (a. f. S.) angegeben. Als Schieber dient hier das vierseitige schmiedeeiserne Prisma A, welches in dem Arme B des Gestelles genau passend geführt wird, und an seinem unteren Ende in einer Bohrung den Stempel P aufnimmt, dessen Querschnitt natürlich je

---

[1]) Prechtl, Technolog. Encyclopädie, Bd. 4, Art. Durchschnitt.

nach der gewünschten Gestalt des zu erzeugenden Loches oder Putzens gewählt ist. Die erforderliche Bewegung erhält der Schieber durch eine auf seinen Kopf bei *D* drückende Schraube *S*, für welche die Mutter in einem anderen Querarme des Gestells bei *C* befindlich ist und welche ihre Drehung durch den mit Handhabe versehenen Hebel *H* empfängt. Die Schraube drückt beim Niedergehen mit ihrem abgedrehten Ende auf den Schieber, welchen sie mittelst einer eingedrehten Halsscheibe *s* bei ihrem Aufgange wieder mit empornimmt. Um das Durchschneiden des meist nur dünnen Bleches durch eine geringe Drehung der Schraube von etwa $^1/_5$ bis $^1/_4$ eines Umganges zu erzielen, giebt man der Schraube immer ein ziemlich steiles Gewinde, weswegen sie in der Regel zwei- oder dreigängig ausgeführt wird. Das Gewicht *G* am Ende des Hebels wirkt vermöge der bei schnellem Umschwunge in ihm aufgespeicherten mechanischen Arbeit, also in ähnlicher Art wie ein Schwungrad.

Fig. 242.



Um auch stärkere Metallstücke zu durchlochen, hat man verschiedene Maschinen für Handbetrieb ausgeführt, welche sich besonders für kleinere Werkstätten eignen, denen eine Arbeitsmaschine nicht zur Verfügung steht, oder in Fällen, wo es sich, wie z. B. bei der Aufstellung von Maschinen oder Eisenconstructionen, hauptsächlich darum handelt, ein leicht transportables Werkzeug zur Verfügung zu haben. Da in allen diesen Fällen von der Anwendung eines größeren schnell bewegten Schwungrades ein Gebrauch nicht gemacht werden kann, so hat man in der betreffenden Maschine eine so erhebliche Umsetzung der Bewegung zu bewirken, daß die Kraft der Hand genügend zur Ueberwindung des beträchtlichen Widerstandes ist. Man hat dies einerseits durch geeignete Verbindung von Hebeln, Schrauben, Keilen oder Kniegelenken, andererseits in der Art wie bei hydraulischen Pressen durch Wasserdruck erreicht.

Eine Handlochmaschine, mittelst eines Kniegelenkes wirkend, zeigt Fig. 243. Der in der Führung F des kleinen Gestells G bewegliche Stempelschieber P wird gegen das zu durchlochende Blech gedrückt, wenn das aus den beiden Schenkeln AB und BC bestehende Knie in die gestreckte Lage gebracht wird. Um dies mit der nöthigen Kraft zu vollführen, sind die Knieschenkel in Gestalt von Winkelhebeln ausgeführt, deren längere Arme H und K an den Enden mittelst der Schraubenspindel S zusammengedrängt werden. Die

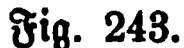
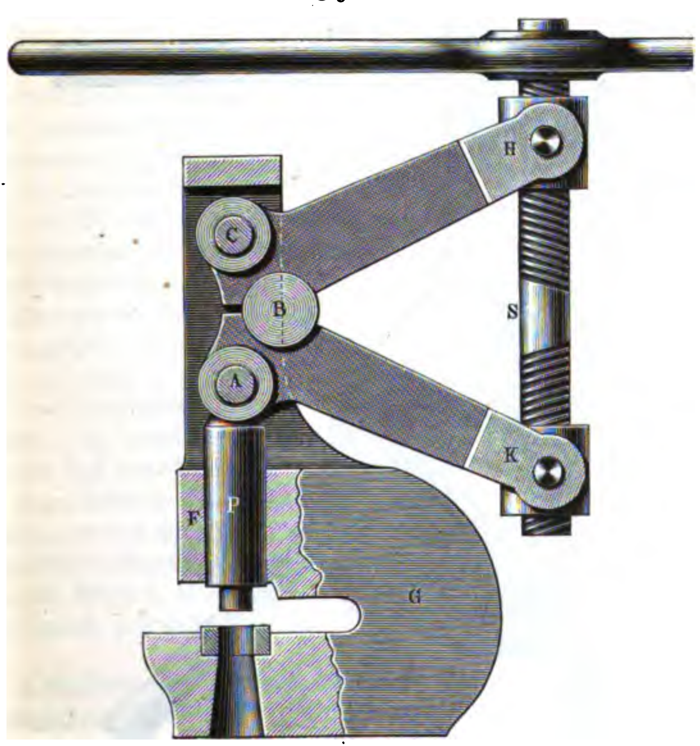


Fig. 243.

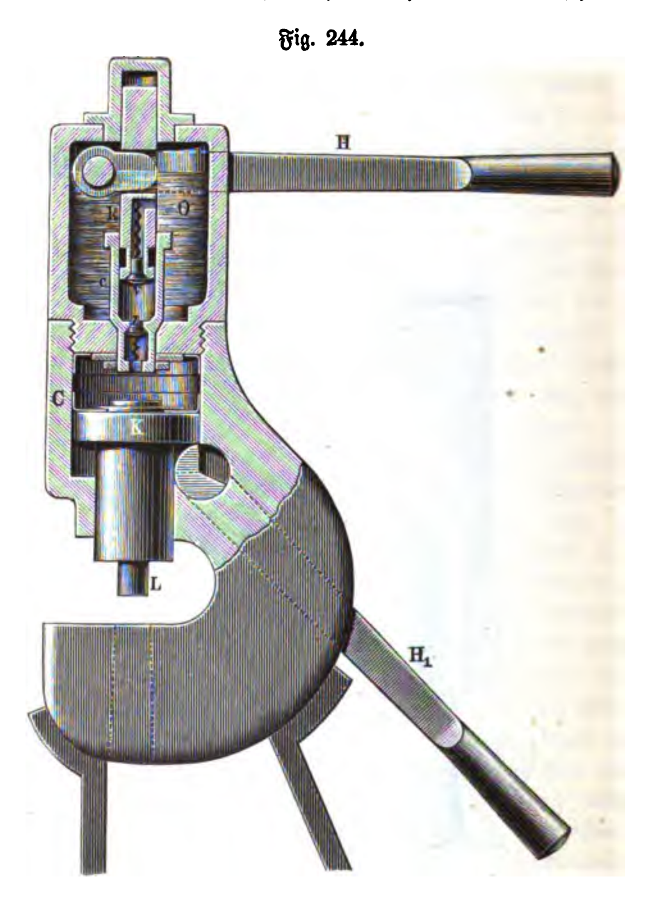


Schraubenspindel ist zu dem Ende mit entgegengesetzten Gewinden versehen, deren beide Muttern in die Hebelarme H und K wegen deren Bogenbewegung drehbar eingelenkt sind. In welcher Art die Kraftübersetzung durch ein solches Kniegelenk zu beurtheilen ist, wurde bereits in §. 18 gelegentlich der Besprechung von Steinbrechern angegeben, und in Bezug auf die Wirkungsweise der Schraube kann auf Th. III, 1 verwiesen werden. Jedenfalls ist der Wirkungsgrad derartiger Anordnungen wegen der großen Reibungen in der Schraube sowohl wie in dem Kniegelenk nur ein geringer, so

daß solche Maschinen wohl unter den oben angeführten Verhältnissen empfehlenswerth sein mögen, dagegen in den Fällen sich nicht rechtfertigen, wo es sich um steten Betrieb und Erzielung größerer Leistungen handelt.

Eine hydraulische Lochmaschine ist durch Fig. 244 der Hauptsache nach erläutert. Der Kolben K, welcher durch eine Ledermanschette in dem

Fig. 244.



Cylinder C gedichtet ist, versieht hier die Stelle des Schiebers für den an dem unteren Ende eingesetzten Lochstempel L. Das hohle Gestell ist oberhalb zu einem kleinen Behälter O für Wasser oder Oel ausgebildet, aus welchem diese Flüssigkeit durch eine kleine Handdruckpumpe entnommen wird, um in den Raum oberhalb des Kolbens K gepreßt zu werden. Die Bewegung des Pumpkölbchens k durch den langen Handhebel H wird aus der Figur deutlich, und man erkennt daraus auch, wie die Pumpenwirkung

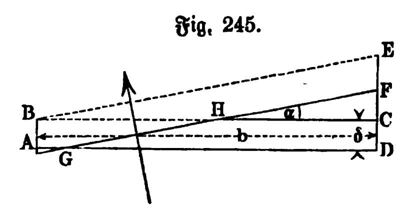
vor sich geht. Bewegt sich nämlich der Kolben k nach oben, so veranlaßt der unter demselben in dem Pumpencylinder c entstehende leere Raum ein Ansaugen der Flüssigkeit aus dem Behälter O durch den hohlen Kolben k hindurch, indem das Ventil v sich öffnet, während bei dem darauf folgenden Niedergange dieses Kolbens das Ventil v geschlossen und dasjenige s geöffnet wird, so daß nunmehr eine Verschiebung des Stempels um die Länge $\frac{d^2}{D^2}\,l$ erfolgt, wenn D der Durchmesser des Kolbens K, d derjenige des Plungers k ist und l die Hubhöhe des Pumpenkolbens bedeutet. Durch die geeignete Wahl des Durchmesserverhältnisses $\frac{d}{D}$ hat man es daher in der Gewalt, die erforderliche Drucksteigerung zu erlangen. Die Zurückführung des Kolbens K nach geschehener Lochung erfolgt durch den Hebel H_1. Die Ermittelung der Kraftverhältnisse derartiger hydraulischer Maschinen kann in derselben Art wie bei den hydraulischen Pressen und Aufzügen geschehen, in welcher Hinsicht auf Th. III, 2 verwiesen werden muß. Jedenfalls ist der Wirkungsgrad derartiger Maschinen ein größerer, als derjenige von Schrauben- und Kniehebelpressen.

Man wendet Stanzwerke auch an, um gewisse, aus Metall durch Prägung gebildete einfache Gegenstände, z. B. Schlüssel, Gewehrkugeln u. s. w. von dem Grathe zu befreien, welcher sich bei dem Prägen ringsherum da an dem Arbeitsstücke gebildet hat, wo die beiden Prägstempel auf einander treffen. In solchem Falle muß natürlich der Lochstempel einen dem Durchschnitte des betreffenden Gegenstandes übereinstimmenden Querschnitt und in seiner Endfläche eine der Form dieses Gegenstandes entsprechende Höhlung haben, um den oberhalb des besagten Grathes befindlichen Theil des zu beschneidenden Gegenstandes darin aufzunehmen. Der Stempel erhält dadurch an den Rändern scharfe schneidende Kanten. Daß die Verwendung der Stanzwerke eine vielseitige ist, wurde schon oben bemerkt.

Arbeitswiderstand beim Scheren und Lochen. Der von dem beweglichen Scherblatte zu überwindende Widerstand ist außer von dem Materiale und den Abmessungen des Arbeitsstückes noch von dem Kreuzungswinkel der Scherblätter abhängig. Dagegen wird der Schneidwinkel, d. h. der an den Scherblättern vorhandene Kantenwinkel, deshalb eine besondere Berücksichtigung nicht erfordern, weil dieser Winkel doch in allen Fällen von einem rechten nur sehr wenig abweicht. Daß dagegen der Kreuzungswinkel der Scherblätter gegen einander von großer Bedeutung für den Widerstand sein muß, erkennt man aus der Fig. 245 (a. f. S.), welche ein Blech von der Dicke $CD = \delta$ zeigt, das zwischen die unter einem Winkel $FGD = \alpha$ gegen einander geneigten Scherblätter gelegt ist. Der §. 73.

Angriff erfolgt hierbei in dem betreffenden Augenblicke in der Strecke $GH = \frac{\delta}{\sin\alpha}$, und die Bewegung, welche dem Scherblatte zum vollständigen Trennen des Stückes von der Breite $AD = b$ mindestens ertheilt werden muß, berechnet sich nach der Figur zu $ED = b \operatorname{tang} \alpha + \delta$. Es wird daher im Allgemeinen eine Vergrößerung des Winkels α der Scherblätter mit einer Verkleinerung der Angriffslinie und somit auch des Abscherungswiderstandes verbunden sein, dagegen fällt andererseits der Weg größer aus, auf welchem dieser Widerstand zu überwinden ist, so daß die aufzuwendende mechanische Arbeit, welche als das Product aus Kraft und Weg anzusehen ist, einen um so größeren Werth annimmt, je größer der Kreuzungswinkel α gewählt wird. Dies geht aus der im Folgenden angeführten Tabelle hervor, welche die von Kick gefundenen und an unten angezeigter Stelle[1]) veröffentlichten Versuchsresultate enthält. Diese Werthe beziehen sich durchweg auf Blechplatten von 1 mm Dicke, und es ist für die Bestimmung des Arbeitsbedarfs eine Breite von 1 m zu Grunde gelegt.

Fig. 245.



	Scherwiderstand in kg für Blech von 1 mm Dicke			Arbeitsgröße in mkg bei 1 mm Blechdicke und 1 m Schnittlänge		
	$\alpha = 5^1/_2{}^0$	$\alpha = 9^1/_2{}^0$	$\alpha = 14^1/_2{}^0$	$\alpha = 5^1/_2{}^0$	$\alpha = 9^1/_2{}^0$	$\alpha = 14^1/_2{}^0$
Eisen . . .	100	70	53	9,63	11,69	13,73
Stahl . . .	165	118	100	15,89	19,71	25,9
Kupfer . . .	90	56	41	8,67	9,35	10,52
Messing . .	100	60	43	9,63	10,02	11,14
Zink	44	29	24	4,24	4,84	6,22
Zinn . . .	14	9	6	1,35	1,50	1,55

Die Werthe dieser Tabelle können benutzt werden, um mit Hülfe des Kick'schen Gesetzes von den proportionalen Widerständen auch für andere Metalldicken den Widerstand zu bestimmen. Nach diesem Gesetze (s. §. 2) sind nämlich die zu übereinstimmender Formänderung geometrisch ähnlicher

[1]) Das Gesetz der proportionalen Widerstände von Friedrich Kick.

Körper erforderlichen Arbeitsgrößen dem Volumen dieser Körper verhältnißmäßig gleich. Setzt man daher zwei ähnliche Arbeitsstücke von den Dicken δ und δ_1 voraus, so gilt für die Arbeiten A und A_1, welche bei derselben Schere und gleichem Material zur Trennung erfordert werden, die Beziehung: $A : A_1 = \delta^3 : \delta_1^3$. Bezeichnet man ferner mit $n = \frac{\delta}{\delta_1}$ das Grundverhältniß der Abmessungen zweier ähnlichen Schienen von den Dicken δ und $n\delta$, den Breiten b und nb, und den Längen l und nl, so ist auch $\frac{A}{A_1} = \frac{1}{n^3}$. Bedeutet nun P und bezw. P_1 die auf das Scherblatt ausgeübte Widerstandskraft, welche auf einem Wege zu überwinden ist, der hinreichend genau gleich $b\ tang\,\alpha$ und bezw. $nb\ tang\,\alpha$ gesetzt werden kann, so findet man aus $A = P\,b\,tang\,\alpha$; $A_1 = P_1\,n\,b\,tang\,\alpha$ auch $\frac{P}{P_1} = n\,\frac{A}{A_1} = \frac{1}{n^2}$, d. h. man erhält den von Rick ausgesprochenen Satz:

> Die zum Schneiden von Blech bestimmten Materiales erforderliche Maximalpressung ist bei bestimmtem Scherwinkel proportional dem Quadrate der Blechdicke,

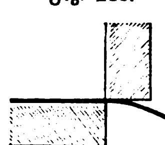
welcher Satz übrigens auch für beliebige Längen der zu schneidenden Bleche Gültigkeit hat, da die Längen einen Einfluß auf den Widerstand des Scherens nicht ausüben. Auch die Breite der zu schneidenden Platte kann auf die Größe des Widerstandes nur von sehr geringem Einflusse sein, da der Angriff des Scherblattes an der Linie GH, Fig. 245, erfolgt, welche gleich $\frac{\delta}{sin\,\alpha}$ ist, also von der Breite b gar nicht abhängt. Ein gewisser Einfluß der Breite wird nur auf den mittleren Scherwiderstand dadurch ausgeübt, daß bei dem Beginne des Scherens der Widerstand von Null bis zu einem größten Werthe P sich erhebt, entsprechend der Angriffslinie GH, dann während der größeren Zeit diesen Werth P beibehält, um gegen Ende des Scherens von diesem Werthe P wieder bis zu Null herabzusinken. Andererseits ist der ganze von dem Scherblatte durchlaufene Weg aber etwas größer als $b\,tang\,\alpha$, nämlich gleich $ED = b\,tang\,\alpha + \delta$. Diese beiden Einflüsse werden sich, besonders bei langen Schnitten, nahezu aufheben, wenn man die Maximalkraft P als während des ganzen Hubes wirkend annimmt und den Weg dieses Druckes nur gleich $b\,tang\,\alpha$ setzt. Selbstverständlich erhält man hiernach denselben Werth für den Scherwiderstand, wenn dieselbe Blechdicke und gleiches Material, aber verschiedene Breite der Bleche vorausgesetzt wird; dagegen verhalten sich dann die Arbeiten wie die Breiten oder wie die Querschnitte der geschnittenen Platten. Diese Beziehungen lassen sich allgemein durch die Gleichungen ausdrücken:

$$1)\ P:P_1 = \delta^2:\delta_1^2,$$
$$2)\ A:A_1 = b\delta^2:b_1\delta_1^2,$$

folglich für $b = b_1$; $A:A_1 = \delta^2:\delta_1^2 = P:P_1$ und für $\delta = \delta_1$; $P = P_1$; $A:A_1 = b:b_1$.

Mit Hülfe dieser Gleichungen lassen sich die Widerstände und Arbeitsbeträge auch für beliebig dicke und breite Platten aus den in oben angeführter Tabelle enthaltenen Angaben bestimmen, wobei jedoch ausdrücklich bemerkt werden muß, daß die in den Scheren selbst auftretenden Widerstände immer erheblich größer ausfallen, wegen der schädlichen Nebenhindernisse derselben. Von ganz besonderem Einflusse auf diese Nebenhindernisse ist die schon oben erwähnte eckende Wirkung, welche sich immer einstellen muß, wenn die Widerstandskraft nicht genau in der von dem Kurbelzapfen auf den Schieber ausgeübten Richtung wirksam ist. Die Versuche von Kick zeigten eine ganz erhebliche Steigerung des Widerstandes durch eine excentrische Lage des Bleches, so daß der zu überwindende Widerstand sich unter Umständen auf mehr als das Doppelte des bei centraler Wirkung erforderlichen Druckes erhob. In gleicher Art ist der genaue Anschluß der Scherbacken von der größten Bedeutung für die Größe des Widerstandes; bei den erwähnten Versuchen konnte die Dicke eines Seidenpapiers einen Einfluß von 20 bis 40 Proc. ausüben, ebenso hat die Form des abzuschneidenden Blechendes großen Einfluß auf den Widerstand. Wurde z. B. dieses Blech nach Fig. 246 nach abwärts abgebogen, so erhob sich auch bei vollkommen gutem Anschlusse der Scherblätter der Widerstand von 58 auf 90 oder von 27 auf 46 kg.

Fig. 246.



Beispiel. Wie groß wird der Widerstand sein, welcher beim Abscheren einer Flacheisenschiene von 20 mm Dicke und 120 mm Breite zu überwinden ist, wenn die Scherblätter einen Winkel von 10 Grad mit einander bilden?

Nimmt man hierfür aus der obigen Tabelle die einem Winkel von 9,5 Grad entsprechende Zahl von 70 kg für Eisenblech an, so findet man den größten zum Abscheren nöthigen Druck zu $P = 70 \, . \, 20^2 = 28\,000$ kg. Der ganze von dem Scherblatte während des Schneidens durchlaufene Weg bestimmt sich zu

$$20 + 120 \, . \, tang\ 10^0 = 41{,}2 \text{ mm}.$$

Setzt man voraus, daß der bestimmte Maximaldruck P während eines Weges von $120 \, . \, tang\ 10^0 = 21{,}2$ mm überwunden werden muß, so entspricht dies einer mechanischen Arbeit von $A = 28000 \, . \, 0{,}0212 = 594$ mkg.

Diese Annahme würde ein genaues Resultat für die Arbeit liefern, wenn man annehmen dürfte, daß eine gleichmäßige Zu- und Abnahme des Widerstandes am Anfange und Ende des Schnittes stattfinde. Unter dieser Voraussetzung hätte man während eines Weges gleich δ am Anfange und am Ende einen durchschnittlichen Widerstand gleich $\frac{P}{2}$ anzunehmen, so daß die gesammte Arbeit zu

$A = 2 \cdot \frac{P}{2} \delta + P (b \, tang \, \alpha - \delta) = P . b \, tang \, \alpha$ folgt. Die gedachte Annahme wird sich von der Wirklichkeit nicht weit entfernen. Der Ausschub des Schiebers wird in diesem Falle mindestens $20 + 120 . tang \, 10^0 = 41{,}2$ mm betragen müssen.

Bei dem Lochen hat man stets einen Kreuzungswinkel der Schneiden gleich Null. Auch hierfür giebt Kick die Widerstände für die meist vorkommenden Bleche in der folgenden Zusammenstellung an:

Widerstand des Lochens in kg für 1 mm Blechdicke und 10 mm Schnittlänge				
Eisen	Stahl	Kupfer	Zink	Zinn
200	400	150	120	19

Die hier angeführten Zahlen stellen den Druck vor, welcher zum Scheren dünner Bleche von 1 mm Dicke und 10 mm Breite erforderlich ist, sobald die Scherblätter zu einander parallel angeordnet sind. Bei gleichen Dicken verhalten sich die Widerstände hier einfach wie die Breiten b und bei gleichen Breiten direct wie die Dicken, wie man aus der oben unter 2) angegebenen Gleichung sogleich erkennt, wenn man einmal $\delta = \delta_1$ und das andere Mal $b = b_1$ einsetzt, und berücksichtigt, daß der Weg des Widerstandes hier gleich der Dicke δ angenommen werden kann, so lange das Blech nur eine geringe Stärke hat. Dagegen sind diese Werthe nicht unmittelbar verwendbar, sobald es sich um das Lochen dickerer Platten, wie z. B. der Kesselbleche, handelt, da hierbei der Vorgang, wie schon oben hervorgehoben wurde, nicht in einem reinen Abscheren besteht, sondern der Trennung eine gewisse Verdrängung von einzelnen Materialtheilen vorhergeht. Es sind in dieser Hinsicht die von Keller[1]) angestellten Versuche sehr lehrreich, und es möge im Folgenden näher auf die Ergebnisse dieser Versuche eingegangen werden.

Keller's Versuche. Bei den erwähnten, von Keller angestellten Versuchen wurden schmiedeeiserne Flachstäbe und Kesselblechstücke auf einer kräftigen Schraubenpresse, wie sie zu Materialprüfungen verwendet wird, mit Stempeln von 12, 15, 18 und 20,8 mm Durchmesser gelocht; die Dicken der Versuchsstücke schwankten zwischen 2,7 und 24 mm. Die Versuche wurden derart ausgeführt, daß während des Lochens in hinreichend vielen nahe auf einander folgenden Zeitpunkten nicht nur der von der Schraubenspindel ausgeübte Druck an dem zu dem Ende vorhandenen Belastungshebel abgelesen, sondern jedesmal gleichzeitig die Anzahl der Umdrehungen festgestellt wurde, welche die zum Betriebe der Schraube dienende Vorgelegswelle vollführt hatte, die ihre Umdrehung von einem Otto'schen Gasmotor empfing. Aus dem bekannten Umsetzungsverhältniß zwischen dieser Vorgelegswelle und der Schraubenspindel konnte dann der Weg der letzteren ermittelt werden, wobei die durch vorherige Versuche festgestellte, aus den elastischen Formänderungen der Maschinentheile sich ergebende Bewegung entsprechende §. 74.

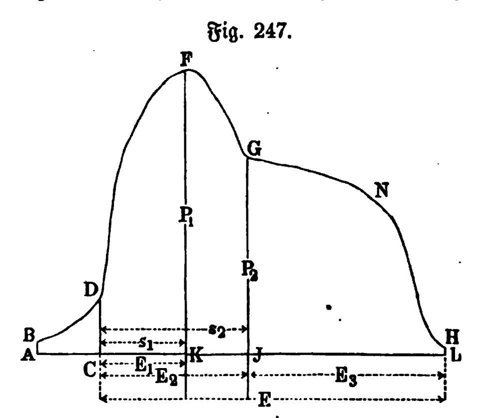
[1]) Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888.

Berücksichtigung fand. Werden nun die betreffenden Bewegungen der Spindel oder des Lochstempels als Abscissen auf einer Axe und die zugehörigen Pressungen als die Ordinaten dazu aufgetragen, so erhält man ein Diagramm, welches über die bei dem Lochen stattfindenden Vorgänge Aufschluß giebt. Diese Diagramme, von denen an der angezeigten Stelle eine größere Anzahl veröffentlicht ist, zeigten im Allgemeinen den durch die Fig. 247 angedeuteten Verlauf. Aus denselben ergiebt sich, daß der ganze Vorgang bei dem Lochen in vier von einander hinreichend unterschiedene Abschnitte zerfällt.

Der erste, in der Figur durch $ABDC$ dargestellte Abschnitt entspricht dem Eindringen des an dem Lochstempel befindlichen kegelförmigen **Körners**, derselbe ist für das eigentliche Lochen nicht von erheblicher Bedeutung, er war gar nicht zu bemerken, wenn die in dem Bleche vorher schon angebrachte kegelförmige Vertiefung zur Aufnahme des Körners geräumig genug war.

Der zweite, durch $CDFK$ dargestellte Abschnitt zeigt die schnelle Steigerung des Stempeldruckes, wie sie im Anfange sich einstellt, während das Blech unter dem Stempel zusammengedrückt oder vielmehr nach der Seite hin gedrängt wird. Daß das letztere der Fall ist, geht, wie schon früher bemerkt wurde, daraus hervor, daß der aus dem Loche herausgepreßte Putzen zwar eine geringere Dicke, aber kein höheres specifisches Gewicht als das Blech hat. Gleichzeitig mit dem Eindringen des Stempels oben zeigt

Fig. 247.



sich ein Hervortreten des Eisens unterhalb, ohne daß jedoch bereits eine Trennung durch Abscheren stattfände, wie der gänzliche Mangel an Rissen in den geätzten Flächen des zu dieser Zeit durchgeschnittenen Probestückes beweist. Dieser zweite Abschnitt erreicht sein Ende mit dem Maximaldrucke $P_1 = KF$, der durch die wagerechte Tangente in dem Diagramme bestimmt ist. Das Eindringen des Stempels ist bei der Erreichung dieses größten Druckes P_1 durch $CK = s_1$ ausgedrückt.

Der dritte Abschnitt zeigt ein ziemlich schnelles Abnehmen der Pressung, eine weitere Verringerung der Dicke des Lochkerns, aber immer noch kein eigentliches Abscheren, so daß man annehmen muß, während dieser weiteren Bewegung werde zunächst noch eine fernere Verdrängung des Materials bewirkt. Erst in einem mehr oder minder scharf gekennzeichneten Punkte G

erreicht dieser Abschnitt sein Ende, welcher Punkt dadurch festgestellt wird, daß die schnelle Abnahme des Druckes, welche der steilen Curve FG entspricht, einer viel geringeren Abnahme weicht, wie sie durch die anfangs nur wenig gegen den Horizont geneigte Curve GNH dargestellt wird. Von diesem Augenblicke an, welchem der Druck $JG = P_2$ und der Weg $CJ = s_2$ entspricht, beginnt die eigentliche Trennung des Lochkerns von dem Bleche und das Herausschieben des ersteren aus dem letzteren, welchem Vorgange der vierte Abschnitt der Curve $GNHL$ zugehört.

Die zwischen der Axe AL und der erhaltenen Diagramm- oder Schaulinie enthaltene Fläche giebt in der bekannten Weise ein Maß für die Größe der geleisteten Arbeit, und aus der Vergleichung einer großen Anzahl seiner Versuche leitet Keller die folgenden Beziehungen ab: Bezeichnet man mit E die für den ganzen Vorgang erforderliche, durch die ganze Fläche $CDFGNL$ gemessene Arbeit, und bedeutet ebenso E_1 die dem zweiten Abschnitte zugehörige Arbeit, ferner E_2 die Arbeit für den zweiten und dritten Abschnitt zusammen, und endlich E_3 die dem vierten Abschnitte zukommende Arbeit, so ist die ganze zum Löchen erforderliche Arbeit:

$$E = 0{,}0203\ D^3 \pi \left[\left(\frac{\delta}{D}\right)^2 - 0{,}14\left(\frac{\delta}{D}\right) + 0{,}01\right] \text{mkg},$$

und $E_1 = 0{,}367\,E$; $E_2 = 0{,}509\,E$; $E_3 = 0{,}491\,E$, wenn D den Stempeldurchmesser und δ die Blechdicke in Millimetern vorstellt. Desgleichen findet sich für die Bewegung des Stempels während des ersten Abschnittes $s_1 = 0{,}9\,\text{mm} + 0{,}01\,\delta^2$, und als durchschnittlicher Mittelwerth davon: $s_1 = 0{,}206\,\delta$. Ebenso ist: $s_2 = 0{,}4\,\delta - 0{,}6\,\text{mm}$, und im Durchschnitt: $s_2 = 0{,}33\,\delta$.

Will man die Größe der Scherfestigkeit für die Einheit der Trennungsfläche bestimmen, so kann man den größten Druck P_1 hierzu benutzen, und man erhält, wenn man als Trennungsfläche die Innenfläche $\pi D \delta$ des Loches ansieht, den Werth der Abscherungsfestigkeit für 1 qmm zu $k = \frac{P_1}{\pi D \delta}$. Wenn man dagegen als die Trennungsfläche nur die Größe $\pi D(\delta - s_1)$ annimmt, so berechnet sich nach den Keller'schen Versuchen die am Ende des zweiten Abschnittes stattfindende specifische Pressung zu $k_1 = \frac{P_1}{\pi D(\delta - s_1)}$. Als Mittelwerthe ergaben sich $k_1 = 39\,\text{kg}$ und $k = 31\,\text{kg}$. In gleicher Art kann man die Spannung für die Einheit der Anhaftungsfläche in dem Augenblicke bestimmen, in welchem die Materialverdrängung ihr Ende erreicht hat und die Trennung erfolgt; man erhält für diesen Augenblick die Spannung zu $k_2 = \frac{P_2}{\pi D(\delta - s_2)}$ und als durchschnittlichen Mittelwerth $k_2 = 36{,}6\,\text{kg}$.

Aus den oben angeführten Formeln für die verschiedenen Arbeiten folgt, daß zu der **Verdrängung des Materials** mehr als die Hälfte (0,509 E) der ganzen aufzuwendenden Arbeit E verbraucht wird, und nicht ganz die Hälfte (0,491 E) dem **eigentlichen Abtrennen** entspricht. Es ist ferner noch von Interesse, zu untersuchen, in welchem Verhältnisse die zum Lochen thatsächlich aufzuwendende Arbeit E zu derjenigen $A = P_1 \delta$ steht, welche man erhalten würde, wenn man den höchsten Druck P_1 auf dem ganzen Wege gleich der Blechdicke δ unveränderlich wirksam annehmen wollte. Die Versuche ergaben in dieser Hinsicht ein etwas veränderliches Verhältniß von $\frac{E}{A}$, welches zwischen 0,405 und 0,661 schwankte und im Allgemeinen mit zunehmender Blechdicke größer, dagegen mit zunehmendem Stempeldurchmesser kleiner ausfiel. Mit diesen Versuchsergebnissen sind die Annahmen einigermaßen im Einklange, welche von **Karmarsch** einerseits und von **Kick** andererseits in dieser Hinsicht gemacht werden, indem **Karmarsch** vorschlägt, man solle den höchsten Druck nur auf einem Wege gleich der halben Blechdicke als wirksam voraussetzen, wogegen **Kick** hierfür $^2/_3$ der Blechdicke annimmt.

Beispiel: Für einen Stempeldurchmesser $D = 20$ mm und eine Dicke des zu lochenden Eisenbleches von $d = 10$ mm sind die Verhältnisse zu bestimmen.

Man findet nach den vorstehenden Formeln unmittelbar die Tiefen des Eindringens des Stempels in das Blech zu

$$s_1 = 0{,}206 \,.\, 10 = 2{,}1 \text{ mm}, \quad s_2 = 0{,}33 \,.\, 10 = 3{,}3 \text{ mm},$$

ferner die entsprechenden Pressungen auf den Stempel zu

$$P_1 = 31 \,.\, \pi D d = 31 \,.\, 3{,}14 \,.\, 20 \,.\, 10 = 19468 \text{ kg},$$
$$P_2 = 36{,}6\, \pi D (d - s_2) = 36{,}6 \,.\, 3{,}14 \,.\, 20 \,.\, 6{,}7 = 15400 \text{ kg}.$$

Die ganze, für eine Lochung erforderliche Arbeit bestimmt sich ebenso zu

$$E = 0{,}0203 \,.\, 20^3 \,.\, 3{,}14 \left[\left(\frac{10}{20}\right)^2 - 0{,}14 \frac{10}{20} + 0{,}01\right] = 96{,}8 \text{ mkg},$$

wovon $0{,}509 \,.\, 96{,}8 = 49{,}3$ mkg zur Materialverdrängung und 47,5 mkg zur eigentlichen Abtrennung des Putzens erfordert werden.

Es muß bemerkt werden, daß die hier angezogenen Versuche bei sehr kleinen Geschwindigkeiten des Stempels vorgenommen wurden, es erforderte nämlich der Weg des Stempels um 1 mm dabei eine Zeit zwischen 80 und 90 Secunden. In allen Fällen der Anwendung aber ist die Stempelgeschwindigkeit viel größer, wie sich daraus ergiebt, daß ein gewöhnliches Lochwerk für Kesselbleche in einer Minute zwischen acht und zehn Lochungen bewirkt, so daß zu einem einfachen Niedergange von ungefähr 20 mm nicht mehr als etwa 3 bis 4 Secunden erforderlich sind. Um nun den Einfluß einer größeren Geschwindigkeit des Lochstempels auf die Verhältnisse zu beurtheilen, wurden auch Versuche mit zwar größeren, aber doch immer noch sehr kleinen Geschwindigkeiten ausgeführt, aus denen sich eine Zunahme sowohl des größten Druckes P_1 wie auch der ganzen Arbeit E ergab, sobald die Geschwindigkeit gesteigert wurde. **Keller** empfiehlt daher, die für die

Anwendung zu Grunde zu legenden Werthe um etwa 10 Proc. größer anzunehmen, als sie aus den Versuchen sich ergeben.

§. 75. **Hartig's Versuche.** Es muß hervorgehoben werden, daß die vorstehend angegebenen Ermittelungen sich nur auf den Widerstand beziehen, welchen das zu durchlochende Material dem Stempel unmittelbar entgegensetzt, wogegen die in der Schere oder dem Lochwerke thatsächlich auftretenden Widerstände natürlich ganz erheblich größer ausfallen müssen wegen der in diesen Maschinen auftretenden Nebenhindernisse. Aus diesem Grunde haben die Angaben einen besonders großen Werth, welche von Hartig[1]) auf Grund zahlreicher Versuche an wirklichen Maschinen gemacht sind, und auf welche im Laufe der späteren Besprechungen noch mehrfach Bezug genommen werden wird. Diese Versuche wurden mittelst des aus Th. II, 2 bekannten Hartig'schen Dynamometers an vielen Arbeitsmaschinen derart gemacht, daß an denselben während ihrer regelrechten Thätigkeit durch den an dem Kraftmesser befindlichen selbstthätig aufzeichnenden Apparat die Diagramme oder Schaulinien genommen wurden, welche für jeden Augenblick die Federspannung und damit die Größe des auf die Triebwelle der betreffenden Maschine übertragenen Druckes ersehen lassen. Aus diesen Aufzeichnungen und den gleichzeitig ermittelten Umdrehungszahlen der Triebwelle konnte dann die Arbeit berechnet werden, welche bei dem Versuche verbraucht wurde. Aus einer größeren Anzahl von Versuchen an Scheren und Lochmaschinen kommt nun Hartig zu den folgenden Ergebnissen:

Man kann den ganzen Arbeitsaufwand einer Schere wie Lochmaschine in Pferdekräften zu $N = N_0 + N_1$ annehmen, worin N_0 den Arbeitsverbrauch für den Leergang darstellt, welcher für eine bestimmte Maschine einen unveränderlichen Werth hat, der bei den verschiedenen untersuchten Maschinen zwischen 0,16 und 1,02 Pferdekräften schwankte. Die Größe N_1 dagegen, welche der eigentlichen Nutzleistung der Maschine entspricht, hängt ab von der Größe der in bestimmter Zeit erzeugten Schnittfläche. Aus den Versuchen ergab sich, daß man bei den Scheren sowohl wie bei den Lochmaschinen den Arbeitsbetrag in Meterkilogrammen für jeden Quadratmillimeter Schnittfläche zu $\alpha = 0{,}25 + 0{,}0145\,\delta$ mkg annehmen kann, wenn δ die Dicke des Arbeitsstückes in Millimetern bedeutet. Wenn daher die Schnittfläche einer Maschine stündlich zu F qm, also in der Secunde zu $\frac{1\,000\,000}{60\,.\,60} F = 277{,}8\, F$ qmm bemessen ist, so findet sich die für die eigentliche Nutzleistung erforderliche Betriebskraft zu

[1]) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen von Dr. E. Hartig. Mittheilungen der Sächs. Pol. Schule zu Dresden 1873.

$$N_1 = \frac{277,8}{75}(0,25 + 0,0145\,\delta)\,F = 3,71\,(0,25 + 0,0145\,\delta)\,F \text{ Pfkrft.},$$

und man hat daher den ganzen Arbeitsbedarf einer solchen Maschine zu $N = N_0 + 3,71\,(0,25 + 0,0145\,\delta)\,F$ Pferdekraft anzunehmen.

In Bezug auf die Leergangsarbeit giebt Hartig ferner die den Versuchen entnommene Formel

$$N_0 = 0,1 + \frac{n\,\delta^2}{1000000} \text{ Pferdekraft},$$

worin δ wie bisher die Dicke des Arbeitsstückes in Millimetern und n die Anzahl der Schnitte in der Stunde bedeutet.

Beispiel: Nach diesen Angaben bestimmt sich die zum Durchscheren einer 20 mm dicken und 120 mm breiten Eisenschiene erforderliche Arbeit zu:

$$A = 20 \, . \, 120\,(0,25 + 0,0145 \, . \, 20) = 2400 \, . \, 0,54 = 1296 \text{ mkg},$$

während oben nach den Angaben von Kick der bloße Abscherungswiderstand sich zu nur 594 mkg berechnete, also noch nicht halb so groß, wie nach den Versuchen von Hartig. Der Grund dieser Verschiedenheit ist, wie auch oben bereits angeführt worden, in den erheblichen Nebenhindernissen der Arbeitsmaschine zu suchen, welche so groß sind, daß, wie Kick auch anführt, der Wirkungsgrad der Maschine selten über 40 Proc., gewöhnlich noch weniger beträgt.

Ebenso erhält man den Arbeitsbetrag zum Durchstoßen eines Loches von 20 mm Durchmesser durch eine 10 mm dicke Eisenplatte, welcher nach den Keller'schen Versuchen zu nur 96,8 mkg gefunden wurde, nach Hartig zu:

$$A = 3,14 \, . \, 20 \, . \, 10 \, . \, (0,25 + 0,0145 \, . \, 10) = 628,3 \, . \, 0,395 = 248 \text{ mkg},$$

also ebenfalls mehr als doppelt so groß wie den reinen Abscherungswiderstand.

Setzt man etwa eine Anzahl von zehn Schnitten in der Minute, also $n = 600$, voraus, so ergiebt sich die zum Betriebe erforderliche Kraft für die Schere zu:

$$N = 0,1 + \frac{600 \, . \, 20 \, . \, 20}{1000000} + 3,71 \, . \, 0,54 \, . \, \frac{600 \, . \, 20 \, . \, 120}{1000000} = 0,34 + 2,88 = 3,22 \text{ Pferdekraft};$$

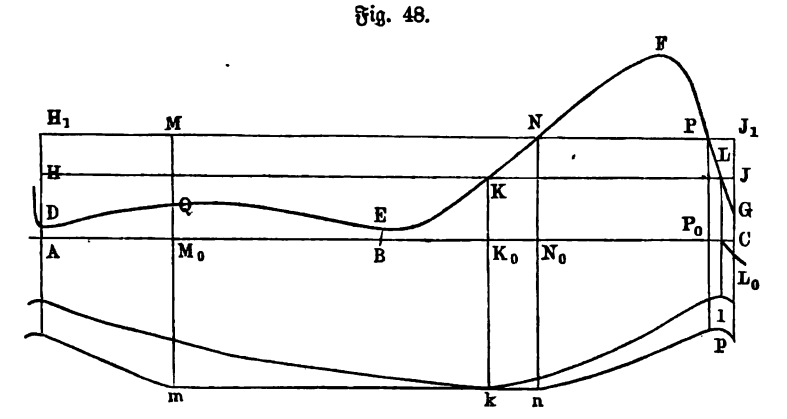
für das Lochwerk zu:

$$N = 0,1 + \frac{600 \, . \, 10 \, . \, 10}{1000000} + 3,71 \, . \, 0,395\,\frac{600 \, . \, 20 \, . \, 3,14 \, . \, 10}{1000000} = 0,16 + 0,55 = 0,71 \text{ Pferdekraft}.$$

Von besonderer Wichtigkeit für alle Scheren und Lochwerke ist das Vorhandensein eines hinreichend großen und schnell bewegten Schwungrades, über dessen Wirkungsweise die in §. 20 gelegentlich der Besprechung der Steinbrecher gemachten Bemerkungen ebenfalls gelten. Es wurde daselbst schon hervorgehoben, wie in Folge der veränderlichen Geschwindigkeit dieser und ähnlicher Arbeitsmaschinen zeitweise ein Gleiten des Betriebsriemens unvermeidlich ist. Will man, um dieses Gleiten möglichst einzuschränken, in einem bestimmt vorliegenden Falle bei dem Entwurfe eines Lochwerks oder einer Schere eine solche Anordnung wählen, daß die Ungleichförmigkeit der Bewegung einen bestimmten Betrag nicht überschreitet, so kann man die erforderliche Größe des Schwungrades in der in §. 20 erläuterten Art ermitteln. Man kann sich dann zur Verzeichnung des

daselbst in Fig. 48 angegebenen Diagramms etwa der Keller'schen Versuchsergebnisse bedienen, indem man von den vielen durch diese Versuche gefundenen Diagrammen für den vorliegenden Fall ein passend erscheinendes auswählt und der Ermittelung des Schwungradgewichtes zu Grunde legt. Entnimmt man nun dem gewählten Diagramme für eine hinreichend große Anzahl von Punkten des Stempelweges den zugehörigen Stempeldruck und bestimmt den zu diesem Stempeldrucke jeweilig erforderlichen Umfangsdruck an einem bestimmten Halbmesser der treibenden Kurbelwelle, so erhält man in diesem Umfangsdrucke die betreffende Ordinate, deren zugehörige Abscisse die Umfangsbewegung der Kurbelwelle in dem gedachten Halbmesser sein muß. Diese Coordinaten, von Punkt zu Punkt aufgetragen, liefern die in der Fig. 48 angegebene Curve, wobei man natürlich auch den Rückgang des Stempels zu beachten hat, für welchen man etwa einen constanten Stempeldruck annehmen kann. Denkt man sich dann die ganze, durch die gefundene Curve $DQEFG$ bis zur Axe AC eingeschlossene Fläche, welche die Arbeit eines Spiels vorstellt, in ein Rechteck $AHJC$ von gleichem Inhalte

Fig. 48.



verwandelt, so liefert das überschießende Stück KFL, welches gleich $LJG + DHKED$ sein muß, bekanntlich das Maß für die Arbeit, welche abwechselnd von dem Schwungrade aufgenommen und wieder abgegeben werden muß. Gesetzt, es sei, wie es den Keller'schen Diagrammen ungefähr entsprechen wird, $KFL = \frac{1}{6} AHJC$, so wird, wenn bei einem ganzen Spiele der Maschine oder einem Schnitte die Arbeit A verbraucht wird, jedesmal eine Arbeit gleich $^1/_6 A$ zur Beschleunigung des Schwungrades verwendet, und dieselbe Arbeit von dem Schwungrade nachher wieder in Folge seiner Verzögerung ausgegeben. Legt man etwa die für das oben berechnete Lochwerk zu $A = 248$ mkg gefundene Arbeit zu Grunde, so hat man $\frac{1}{6} A = 41{,}3$ mkg. Wenn nun das anzuwendende Schwungrad einen Durchmesser von 1,5 m und eine Umdrehungszahl von 60 in der Minute, also eine Umfangsgeschwindigkeit von $v = 4{,}71$ m erhalten soll, und etwa die Bedingung gestellt wird, daß die Verlangsamung dieser Geschwindigkeit höchstens 10 Proc. ausmachen soll, so erhält man das erforderliche Gewicht G des Schwungringes durch die Gleichung

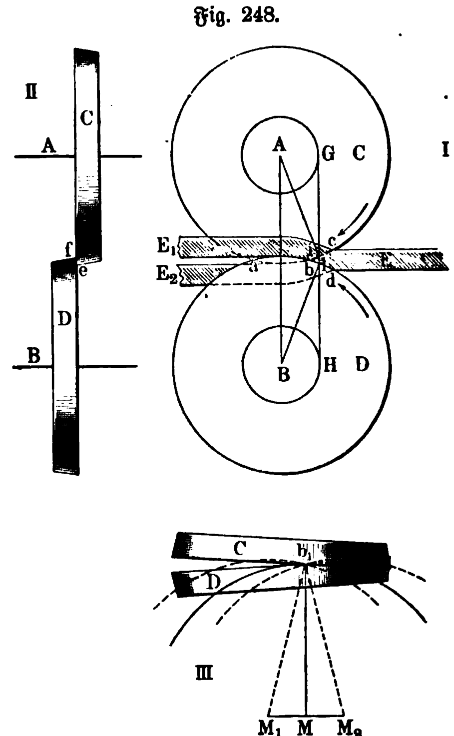
$$41,3 = G\,\frac{v^2-(0,9\,v)^2}{2} = G\,\frac{1-0,81}{2\,.\,9,81}\,4,71^2 \text{ zu } G = \frac{2\,.\,9,81\,.\,41,3}{0,19\,.\,4,71\,.\,4,71} = 192,5$$

= rund 200 kg.

Im Uebrigen kann auf das über die Wirkung von Schwungrädern in Th. III, 1 Gesagte verwiesen werden.

§. 76. **Kreisscheren.** Zum Zerschneiden dünner Bleche, Pappen u. s. w. benutzt man häufig die sogenannten Kreisscheren, d. h. Maschinen mit zwei kreisrunden, gleich großen Stahlscheiben, welche, auf zwei Axen angebracht, eine ununterbrochene Umdrehung erhalten, wobei ihre scharfen, dicht an einander vorbei gehenden Ränder eine Trennung des zwischen sie geführten Bleches bewirken. Aus Fig. 248 wird die Wirkung dieser Scheren deutlich. Die beiden Kreisscheiben C und D sind auf den parallelen Axen A und B so befestigt, daß sie sich mit den ebenen Flächen berühren und ihre Ränder zwischen a und b sehr wenig über einander greifen. Wenn man nun die Scheiben in ähnlicher Art wie zwei Walzen in entgegengesetztem Sinne in Bewegung setzt, wie die Pfeile andeuten, so ziehen dieselben ein bei E vorgelegtes Blech zwischen sich ein, vorausgesetzt, daß die Dicke des letzteren eine bestimmte Größe nicht überschreitet. In Folge hiervon

Fig. 248.



findet eine Spaltung des Bleches in zwei Streifen statt, von denen der eine E_1 oberhalb D und vor C, der andere E_2 unterhalb C und hinter D sich fortbewegt. Da die Scheiben an der Angriffsstelle b dicht an einander vorbeigehen, wie die Blätter einer Schere, so findet auch hier die Trennung durch ein reines Abscheren statt, und es gelten ähnliche Betrachtungen, wie die für die gewöhnlichen Scheren angestellten. Das geringe Uebereinandergreifen der Ränder in der Axenebene ist nur deshalb nöthig, um mit Sicherheit eine vollständige Trennung zu bewirken, die Größe ef dieses Uebereinander-

andergreifens beträgt immer nur sehr wenig, und oft kaum 1 mm. Die Dicke δ des mit solchen Scheiben von dem Halbmesser r zu schneidenden Bleches läßt sich in folgender Art bestimmen.

Aus der Figur ist ersichtlich, daß der Angriff des Bleches durch die beiden Scheiben in den Bögen bc und bd erfolgt, und daß das Einziehen der Platte zwischen die Scheiben in ähnlicher Art zu beurtheilen ist, wie das Einziehen eines Gegenstandes zwischen zwei Walzen. Man wird nicht wesentlich fehlgreifen, wenn man annimmt, daß die Mittelkräfte der in den einzelnen Punkten der Angriffsflächen bc und bd von den Scheiben ausgeübten Kräfte in den Mitten dieser Flächen i und l angreifen, so daß man, die kleinen Bögen bc und bd als geradlinig gedacht, den senkrechten Abstand der beiden Angriffspunkte il gleich der halben Blechdicke $\frac{\delta}{2}$ setzen darf. Denkt man sich nun, wie bei den Walzen, um die Axen der Scheiben die beiden Reibungskreise mit den Halbmessern $AG = BH = fr$ gezeichnet, unter f den Reibungscoefficienten zwischen Scherblatt und Arbeitsstück verstanden, so darf man ebenfalls wie bei den Walzen annehmen, daß die Wirkung der Scheiben auf das Blech höchstens in den Tangenten an diese Reibungskreise stattfinden kann, also unter dem Reibungswinkel $\varrho = arctang\, f$ gegen den Halbmesser geneigt, da eine größere Abweichung von dem Halbmesser ein Gleiten der Scheiben an dem dann festliegenden Bleche zur Folge haben muß. Denkt man sich daher die gemeinsame Tangente GH dieser Reibungskreise, so erkennt man, daß die gedachten Angriffspunkte i und l zwischen dieser Tangente und der Mittellinie AB gelegen sein müssen, wenn das Blech überhaupt eingezogen werden soll. Diese Tangente GH giebt daher in den Durchschnittspunkten mit den Umfängen der Scheiben die Grenze für den Abstand der Angriffspunkte i und l, oder für die halbe Blechdicke $\frac{\delta}{2}$. Aus der Figur ergiebt sich nun ohne Weiteres die Beziehung

$$il = \frac{\delta}{2} = AB - Gi - Hl = 2r - u - 2r \cos \varrho,$$

wenn u die Größe des Uebereinandergreifens fe der Scheiben bedeutet. Hieraus erhält man für die höchstens zulässige Blechdicke die Bedingung $\delta = 4r(1 - \cos \varrho) - 2u$.

Beispiel: Für welche Blechdicke ist eine Kreisschere noch ausreichend, deren Scheiben bei einem Halbmesser von 100 mm an den Rändern um 1 mm über einander greifen, wenn man einen Reibungscoefficienten von 0,15 voraussetzen darf?

Dem Reibungscoefficienten 0,15 entspricht ein Reibungswinkel $\varrho = 8^0 30'$, wofür $\cos \varrho = 0,989$ ist, so daß man mit diesem Werthe

$$\delta = 4 . 100 (1 - 0,989) - 2 . 1 = 2,2 \text{ mm}$$

erhält.

Aus der vorstehenden Betrachtung ergiebt sich, warum man Kreisscheren für dicke Platten nicht wohl anwenden kann, indem nämlich hierfür die Durchmesser der Scheiben sehr groß werden müßten, womit große Schwierigkeiten bei der Herstellung verbunden sein würden. Dagegen sind die Kreisscheren wegen ihrer einfachen Einrichtung und schnellen Wirkung für das Durchschneiden dünner Bleche sehr vortheilhafte und beliebte Maschinen. Da für ihre gute Wirkung ebenso wie bei allen Scheren ein möglichst dichtes Berühren der Ränder an der Angriffsstelle bei *b* Hauptbedingung ist, so sucht man dies bei den Kreisscheren durch ein ähnliches Mittel zu erreichen, wie bei den gewöhnlichen Handscheren durch das übliche Schränken der Blätter, indem man nämlich die Axen der Scheiben ein wenig gegen einander neigt. Hierdurch läßt sich immer an der Stelle *b* ein dichtes Zusammengehen der Blätter erreichen, in der Figur III ist die Neigung übertrieben groß angedeutet, in Wirklichkeit ist dieselbe nur sehr gering.

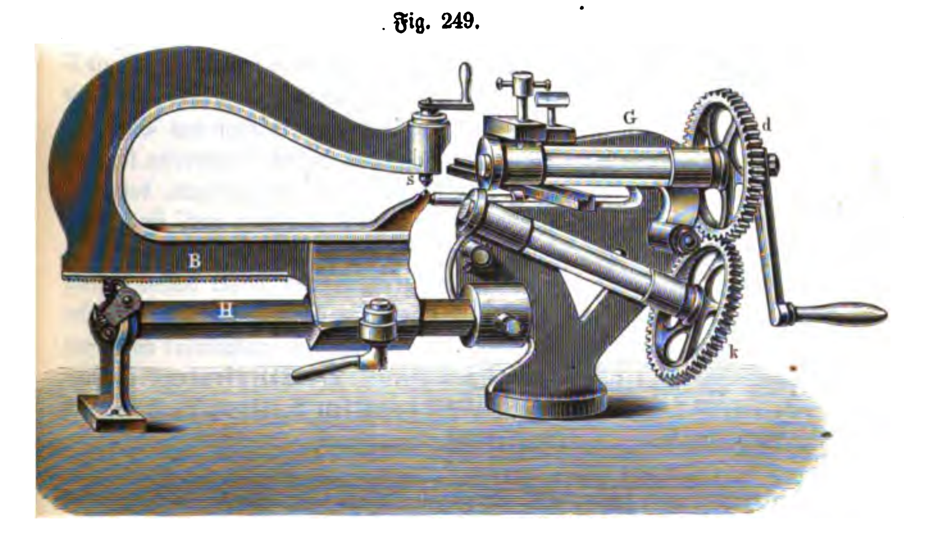
Man wendet Kreisscheren unter anderem zum Schneiden von längeren Streifen aus Kupferblech an, wie solche zur Herstellung von Röhren erforderlich sind; desgleichen schneidet man wohl die streifenförmigen Karten für die Jacquardmaschinen der Webstühle mittelst Kreisscheren; bei der Erzeugung des endlosen Papiers auf den Papiermaschinen dienen in der Regel mehrere auf denselben Axen befindliche Scheibenpaare zur Trennung des Papiers der Länge nach in Streifen von der Breite der gewöhnlichen Bogen, welche letzteren dann durch besondere Abschneidevorrichtungen von diesen Streifen abgetrennt werden. Man hat auch auf den Axen eine größere Anzahl von Scheiben neben einander so angebracht, daß die Scheiben jeder Axe genau in die Zwischenräume zwischen den Scheiben der anderen Axe eingreifen, wodurch die Trennung eines breiteren Streifens in eine größere Anzahl schmaler Streifen von einer Breite gleich der Dicke der Scheiben bewirkt wird. Derart sind die sogenannten Eisenspaltwerke eingerichtet, deren Zweck die Herstellung mehrerer schmaler Bandeisen aus einem breiteren ist. Fast genau in derselben Art hat man sich die Herstellung der für elastische Gewebe erforderlichen Gummifädchen zu denken, indem man dieselben aus dünnen gewalzten Gummiplatten erzeugt, deren Spaltung in viele Streifen von quadratischem Querschnitte durch ebenso viele Stahlscheiben bewirkt wird, die abwechselnd nach Art der Eisenspaltwerke auf zwei parallel über einander angebrachten Axen befindlich sind. Die Wirkung ist in allen diesen Fällen die gleiche.

Kreisscheren werden auch bei der Herstellung von Blechgeschirren in der Klempnerei mit großem Vortheil zum Schneiden kreisrunder und ovaler Blechscheiben benutzt, wie solche als Böden zu allerlei Gefäßen und zu Deckeln solcher verwendet werden. Um eine kreisförmige Scheibe aus Blech zu schneiden, hat man das letztere nur so zu unterstützen, daß es sich um

einen festen Drehpunkt wie um eine Axe drehen kann; das Blech nimmt dann die Drehung ohne weiteres Zuthun durch den von den Scherblättern ausgeübten Zug an. Der Mittelpunkt M, Fig. 248, III, um welchen hierbei das zu schneidende Blech sich dreht, muß behufs Erzielung einer guten Arbeit genau dem Eingangspunkte b_1 gegenüberstehen, in welchem das Blech von den Scherblättern erfaßt wird, und es ist durch den Abstand Mb_1 des Drehpunktes von diesem Eingangspunkte der Halbmesser der zu schneidenden Scheibe bestimmt. Wollte man den unterstützenden Drehpunkt an einer anderen Stelle, z. B. in M_1, wählen, so würde eine Scheibe von dem Halbmesser $M_1 b_1$ geschnitten werden, deren Umfang sich in dem punktirten Kreise bewegt, womit ersichtlich ein Stauchen des Bleches verbunden sein müßte, da dasselbe gegen die Ebene des Scherblattes C gedrückt würde.

Eine derartige Kreisschere zum Gebrauche in Spenglerwerkstätten in der Ausführung von Erdmann Kircheis in Aue zeigt Fig. 249. Die Axen

Fig. 249.



der beiden Scherblätter sind hierbei unter einem Winkel von etwa 30° gegen einander geneigt, in Folge dessen die zur Erzielung der Bewegungsübertragung zwischen ihnen dienenden Zahnräder d und k als Kegelräder auszuführen sind. Den Drehpunkt für das zu kreisrunder Scheibe zu schneidende Blech bildet die unten in eine Körnerspitze endigende Schraube s in dem Bügel B, dessen Verschiebung auf der geraden Führungsstange H die Möglichkeit bietet, Scheiben von beliebigem Halbmesser zu schneiden. Die geneigte Stellung der Axen gegen einander ist zu dem Zwecke gewählt worden, um auch kreisrunde Ringe aus Blech schneiden zu können. Wollte

man dies mittelst einer Maschine mit parallelen Axen ausführen, so würde, wie man leicht erkennt, bei dem Beschneiden des inneren Umfanges ein Stauchen des Bleches dadurch herbeigeführt werden, daß der Ring bei seiner Bewegung gegen die hintere Fläche des unteren Scherblattes gepreßt würde, ein Uebelstand, welchen man durch die Neigung der unteren Scheibe vermeiden kann. Das untere Scherblatt bekommt dann eine entsprechend kegelförmige Gestalt, wie sie aus der Fig. 250 ersichtlich ist.

Fig. 250.

Die Weite der Aussparung in dem Bügel *B* begrenzt natürlich den Halbmesser der zu schneidenden Blechscheiben, während durch die Tiefe des Ausschnittes in dem Gestelle *G* die größte Breite der mit dieser Schere zu schneidenden geraden Streifen bestimmt ist.

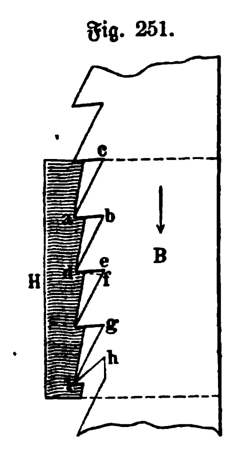
Wenn man mit dieser Schere ovale Böden zu schneiden beabsichtigt, so ist anstatt des Bügels *B* ein besonderes sogenanntes Ovalwerk auf die Schiene *H* zu setzen, mit welchem das Blech verbunden wird. Die besondere Einrichtung eines solchen Ovalwerkes soll hier nicht näher beschrieben werden, es möge die Bemerkung genügen, daß durch dasselbe dem eingespannten Bleche außer seiner Drehung noch eine geradlinige hin- und zurückgehende Verschiebung ertheilt wird, wodurch der Drehpunkt dem Scherenangriffe abwechselnd genähert und wieder davon entfernt wird, wie es zur Erzeugung eines elliptischen Umfanges nöthig ist. Im Wesentlichen beruht das Ovalwerk, wie es meistens ausgeführt wird, auf dem in Th. III, 1 näher besprochenen Getriebe des Ellipsenlenkers, insbesondere ist bei demselben das daselbst angeführte Axenkreuz durch zwei sich rechtwinkelig kreuzende Führungsfurchen verkörpert.

§. 77. **Sägen.** Wie schon in §. 53 angedeutet worden, ist die Entstehung der sogenannten Sägespäne ein bezeichnendes Merkmal für die Wirkung aller Sägen, welche immer die beabsichtigte Trennung dadurch erzielen, daß sie eine ihrer Dicke entsprechende Menge des Stoffes in ein mehr oder minder feines Mehl verwandeln. Um den hierdurch herbeigeführten Abfall möglichst klein zu erhalten, werden daher alle Sägen als Stahlblätter von so geringer Dicke ausgeführt, wie sie mit den Rücksichten auf die Widerstandsfähigkeit nur irgend verträglich ist. Wenn die Säge eine hin- und wiederkehrende Bewegung empfängt, so erhält dieselbe die Gestalt eines genau oder nahezu rechteckigen Blattes, während man für gewisse Fälle kreisförmige Blätter verwendet, denen eine ununterbrochene Drehung um ihre feste Axe

mitgetheilt wird. Nur in vereinzelten Fällen und zu ganz bestimmten Zwecken werden auch Bandsägen angewendet, welche in Form in sich geschlossener endloser Bänder eine ähnliche Bewegung empfangen, wie sie etwa ein über zwei parallele Scheiben geführter offener Betriebsriemen annimmt. In jedem Falle ist ein Rand des Sägeblattes mit den Sägezähnen versehen, d. h. mit Einschnitten von solcher Form, daß die dadurch entstehenden Hervorragungen geeignet sind, das ihnen entgegenstehende Material des zu zerlegenden Körpers abzuscheren. In den weitaus meisten Fällen dienen die Sägen zum Zertheilen von Holz, nur ausnahmsweise verwendet man sie auch zum Trennen von Metallen, und zwar für die weicheren Metalle, sowie für Horn, Elfenbein u. s. w. in der Gestalt kleiner Handsägen, dagegen für Eisen zuweilen auch als größere, durch Maschinenkraft betriebene sogenannte Kalt- oder Warmsägen, je nachdem das Eisen im kalten oder rothwarmen Zustande bearbeitet wird.

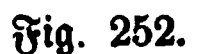
Von der Wirkungsweise einer gewöhnlichen Säge, wie sie zum Durchschneiden von Holz vielfache Anwendung findet, gewinnt man leicht aus Fig. 251 eine Anschauung. Das dünne und breite Blatt B aus gehärtetem Stahl wirkt bei der durch den Pfeil angedeuteten Bewegung vermittelst seiner Zähne abscherend auf das Holz des Stammes oder Blockes H derartig, daß jeder Zahn, wie abc, von dem Blocke den schmalen Holzstreifen abschiebt, welcher unterhalb der Fläche ab des Zahns sich dessen Bewegung entgegensetzt. Da diese wirkende Fläche des Zahns gegen die Richtung der Bewegung des Blattes genau oder, wie bei de angedeutet, doch nahezu senkrecht gestellt ist, so ergiebt sich hieraus, daß die Trennung des Spans, wie bemerkt, durch Abscherung stattfindet. Wenn man trotzdem gewöhnlich von einem Schneiden der Säge spricht, so hat man sich dabei nicht die Spaltwirkung zu denken, welche das Kennzeichen der eigentlichen Schneidwirkung jedes Messers abgiebt; denn zu einer solchen Spaltwirkung würde eine Form der Zähne, wie in gih angedeutet, gehören, ähnlich etwa derjenigen, wie sie bei den Hobeleisen der gewöhnlichen Handhobel gebräuchlich ist. Derartig scharfe oder spitze Zähne würden bei den Sägen ganz unbrauchbar sein, da mit ihnen erfahrungsmäßig das sogenannte Verlaufen des dünnen Sägeblattes unvermeidlich verbunden sein würde, dadurch hervorgerufen, daß die Zähne solcher Form ähnlich wie Nadeln sich in das Holz fest einhaken. Man pflegt aus diesem Grunde daher die Angriffsflächen der Zähne entweder genau senkrecht zur Bewegungsrichtung zu

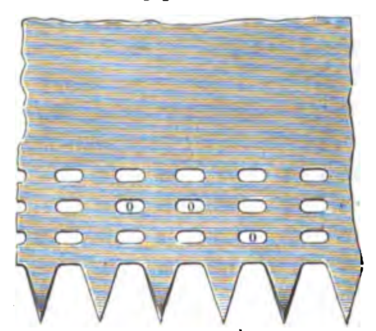
Fig. 251.



bilden, oder doch nur in sehr geringem Maße, etwa um 5°, von dieser senkrechten Richtung abweichend zu begrenzen.

Es ist ersichtlich, daß so geformte Zähne eine Trennung des Holzes nicht bewirken können, wenn das Blatt die dem Pfeil entgegengesetzte Bewegung annimmt, und es arbeiten daher alle mit Zähnen nach Fig. 251 versehenen Sägen immer nur bei dem Hingange, während sie den Rückgang leer, d. h. ohne Nutzwirkung, vollführen. In dieser Art wirken alle senkrecht bewegten Sägen, und zwar nicht nur die Maschinen- oder sogenannten Gattersägen, sondern auch die Klobsägen, welche zum Brettschneiden von je drei Arbeitern bewegt werden, von denen die beiden unter dem frei gelegten Blocke stehenden den eigentlichen Schnitt durch Niederziehen der Säge vollführen, während der auf dem Blocke stehende außer dem Wiederanheben der Säge nur deren Führung zu besorgen hat. Auch bei den mancherlei Spann-, Oerter- und Schweifsägen der Holzarbeiter geschieht das eigentliche Schneiden nur bei dem Vorschieben der Säge, deren Zurückziehen leer erfolgt. Nur bei den liegend angeordneten Gattern, wie sie meistens nur zum Schneiden dünnerer Hölzer verwendet werden, findet man die Einrichtung so, daß die Säge sowohl bei dem Hingange wie bei dem Rückgange schneidet, und zwar wird dies durch eine Form der Zähne nach Fig. 252 ermöglicht. Aus dieser Figur ist ersichtlich, daß diese Form für eine gute Schneidwirkung nicht besonders geeignet erscheint, da die Wirkung der zurückgeneigten Seitenflächen der Zähne mehr eine schabende als abscherende sein muß; jedenfalls wird zur möglichsten Vermeidung dieses Uebelstandes der Winkel an der Spitze dieser Zähne immer nur klein, etwa gleich 40 bis 45°, gewählt. Die Durchbrechungen *o o* der Blätter zwischen den Zähnen sind hauptsächlich zum Zwecke einer bequemen Schärfung der Säge angeordnet.

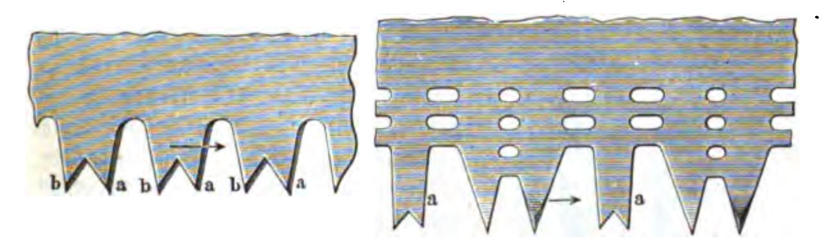

Fig. 252.



In anderer Art wird bei den Schrotsägen, wie sie zum Querschneiden der Blöcke gebraucht werden, die Schneidwirkung nach beiden Richtungen ermöglicht, indem man den Sägezähnen eine Form nach Art der Fig. 253 oder 254 giebt: Hier kommen die mit *a* bezeichneten Flächen bei der Bewegung in der Richtung des Pfeils zur Wirkung, während bei der entgegengesetzten Bewegung die Flächen *b* vornehmlich das Abscheren bewirken können. Da derartige Handsägen hier weniger in Betracht kommen, so sollen im Folgenden hauptsächlich nur die Maschinensägen besprochen werden.

Für die gute Wirkung einer Säge ist nicht nur die Form der Zähne, sondern in erster Reihe auch die dauernd gute Erhaltung derselben von hervorragender Bedeutung. Hierzu gehört zunächst, daß jeder Zahn an der Spitze bei *a*, Fig. 251, in eine scharfe Kante auslaufe, welche bei einer durch den Gebrauch sich einstellenden Abstumpfung durch Nachfeilen in gehöriger Weise stets scharf erhalten wird. Bei diesem Schärfen ist mit größter Sorgfalt darauf zu achten, daß alle Zahnspitzen einer Säge genau in einer und derselben geraden Linie liegen, damit nicht einzelne besonders hervorragende Zähne ungebührlich viel Holz wegzuarbeiten haben, das dann in den betreffenden Zahnlücken nicht den gehörigen Raum finden würde. Auf den hinreichenden Raum für die erzeugten Sägespäne ist überhaupt unter allen Umständen gehörig Bedacht zu nehmen, und der Vorschub, welchen man dem Holze gegen die Säge hin für jeden Schnitt derselben überhaupt geben darf, also die Leistungsfähigkeit der Säge, hängt vorzugsweise von der Geräumigkeit dieser Lücken oder Zwischenräume zwischen den Zähnen ab.

Fig. 253. Fig. 254.

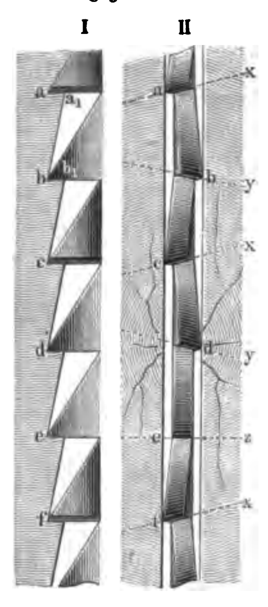


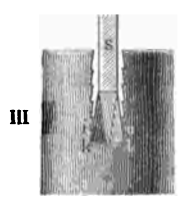
Ein zu geringer Raum für die gebildeten Späne macht sich durch ein Zusammenballen der letzteren kenntlich, womit nicht nur ein erhöhter Kraftverbrauch, sondern immer auch ein Verlaufen der Säge, d. h. die Entstehung einer unsauberen und windschiefen Schnittfläche, verbunden ist.

Würde ferner die von der Säge in dem Holze ausgearbeitete Fuge nur eine Weite haben, welche der Sägendicke gleich wäre, so würde an den breiten Seitenflächen des Blattes durch zwischen dieselben und die Schnittflächen tretende Späne eine so bedeutende Reibung erzeugt werden, daß eine Bewegung überhaupt nicht möglich und ein Brechen des Blattes zu befürchten wäre. Aus diesem Grunde hat man immer dafür zu sorgen, daß die Weite der entstehenden Fuge in dem Holze größer ist als die Sägendicke, und man erreicht dies meistens durch das sogenannte Schränken der Zähne, oder auch dadurch, daß man das Sägeblatt an der hinteren, den Zähnen abgewandten Seite dünner ausführt, als an den Zähnen. Das Schränken der Säge wird in der Art vorgenommen, daß man die Zähne aus der Mittelebene des Blattes abwechselnd nach der einen oder anderen Seite

herausbiegt, wie aus Fig. 255 II ersichtlich ist. In Folge dessen entsteht eine Schnittfuge von einer Breite gleich kl, in welcher das Sägeblatt sich frei und ungehindert bewegen kann. In der Regel pflegt man die Schränkung in solchem Betrage vorzunehmen, daß die Schnittfuge eine Weite $b = 1,5\,s$ erhält, wenn s die Stärke des Sägeblattes bedeutet. Auch bei dem Schränken der Zähne hat man sorgfältig darauf zu achten, daß die Spitzen aller nach derselben Seite gebogenen Zähne genau in gleichem Betrage herausgebogen sind, um nicht einzelne weiter vorstehende Spitzen übermäßig zu beanspruchen. Vielfach pflegt man die Unterfläche der Zähne in gegen die Blattebene geneigter Richtung zu feilen, wie die punktirten Linien x und y anzeigen, um durch die schärferen Schneiden, welche dadurch entstehen, die Trennung des Holzes mit geringerer Kraft bewirken zu können; in diesem Falle ist es nöthig, diese Neigung für alle Zähne in gleichem Betrage zu wählen, um einen einseitigen Druck auf das Sägeblatt zu vermeiden, wie er sich bei ungleicher Neigung einstellen würde, und gegen welchen das dünne Sägeblatt nicht den genügenden Widerstand zu leisten vermöchte. Wenn man, wie es ebenfalls zuweilen gefunden wird, zwischen je zwei nach den entgegengesetzten Seiten gebogenen Zähnen einen Zahn, wie e zwischen d und f, ungeschränkt in der Mittelebene stehen läßt, so hat man dessen Unterfläche natürlich senkrecht zu der Blattebene zu bearbeiten, wie die punktirte Linie z andeutet.

Fig. 255.





Aus der Betrachtung der Figur erkennt man, daß jeder Zahn eine Trennung des Holzes von dem Sägeblocke sowohl an der vorderen Kante a, b, c.. von der Länge gleich der Blattstärke s, wie auch zu beiden Seiten entsprechend der Breite ki und lo bewirken muß. In dem Holze bilden sich während des Schneidens zwischen den Zähnen die aus I und III ersichtlichen treppenförmigen Ansätze, da der Stamm während des Niederganges der Säge gegen dieselbe vorgeschoben wird. Bezeichnet man mit H die Hubhöhe der Säge und mit t die Theilung der Zähne, so ergiebt sich der Betrag $u = aa_1 = bb_1 \ldots$,

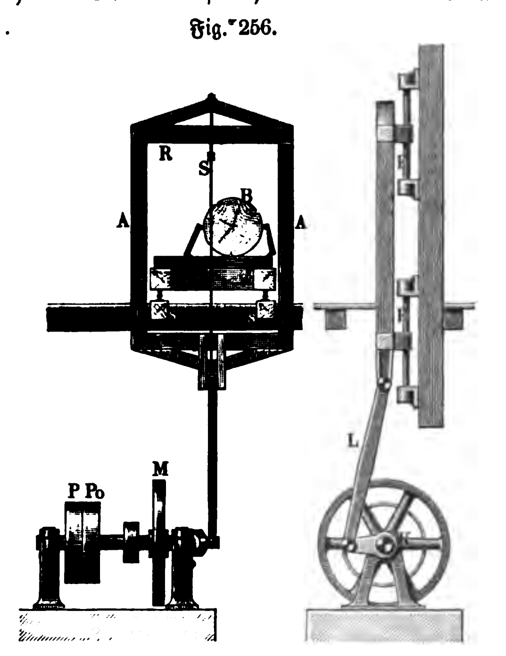
um welchen jeder Zahn in das Holz eindringt, zu $\frac{t}{H}\delta$, wenn der Vorschub des Blockes für einen Schnitt durch δ bezeichnet wird. Dieser Vorschub schwankt bei den gewöhnlichen Gattersägen etwa zwischen 3 und 5 mm und man kann daher bei einer durchschnittlichen Hubhöhe von 0,5 m und einer Entfernung der Zähne gleich 30 mm die Größe u zwischen 0,18 und 0,3 mm annehmen. Die Stärke s des Sägeblattes ist meist zwischen 1,5 und 2,5 mm bemessen, und man darf daher den Widerstand des Holzes an der vorderen Schneidkante zu demjenigen an den beiden Seiten in dem Verhältnisse $s : 2u$ voraussetzen, in welchem die betreffenden Trennungsflächen zu einander stehen. Dieses Verhältniß ergiebt sich mit den obigen Werthen zu $\frac{1,5}{0,36} = 4,2$ und $\frac{2,5}{0,6} = 4,2$. Man vergleiche hiermit die später unten angeführten Angaben von Rankelwitz[1]).

Aus der vorstehenden Betrachtung folgt auch, daß der Widerstand der Säge im unmittelbaren Verhältnisse mit der Sägenstärke s stehen muß, dagegen von der Größe des Schranks der Zähne nicht abhängig sein kann, vorausgesetzt, daß die Schnittbreite nicht etwa größer als die doppelte Sägendicke gewählt wird, was wohl zuweilen bei gewissen Handsägen, aber niemals bei Gattersägen vorkommt. Der Betrag des Schranks hat daher auf den Kraftverbrauch unter sonst gleichen Umständen keinen Einfluß, wohl aber natürlich auf die Größe des durch die Spanbildung verursachten Holzverlustes. Dieser Verlust steht mit der Schnittbreite, also auch mit der Sägenstärke im geraden Verhältnisse, und es empfiehlt sich mit Rücksicht hierauf die Anwendung möglichst dünner Sägeblätter. Andererseits aber kann man erfahrungsmäßig einen um so größeren Vorschub wählen, je stärker die Sägenblätter sind, und es ergiebt sich hieraus, daß die Wahl einer geeigneten Sägendicke, welche für den ganzen Betrieb einer Schneidemühle von hervorragender wirthschaftlicher Bedeutung ist, wesentlich von den jeweiligen Verhältnissen, namentlich von den Preisen des Holzes und der Arbeitslöhne, abhängt. So findet man bei den Sägen in Europa wegen der hohen Holzpreise durchschnittlich viel geringere Blattstärken in Anwendung gebracht, als in Amerika, wo alle Verhältnisse dazu zwingen, von den Sägewerken möglichst große Leistungen zu erlangen, wenn auch der Verschnitt an dem weniger kostbaren Holze dabei größer ausfällt. Hiermit steht es auch im Zusammenhange, daß man in den Vereinigten Staaten das Schneiden der Bretter hauptsächlich mittelst der Kreissägen bewirkt, während man bei uns zu diesem Zwecke den Gattern den Vorzug giebt, deren Sägen viel dünner sein können, als die großen zum Trennen der Stämme dienenden Kreissägen.

[1]) Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1862.

§. 78. **Gatter.** Da die Sägeblätter bei ihrer geringen Dicke nur Zugkräften, nicht aber Druckkräften ausgesetzt werden können, so werden alle durch Maschinenkraft bewegten Blattsägen in Rahmen, die sogenannten Gatter, eingespannt, denen durch Kurbeln die erforderliche hin- und hergehende Bewegung ertheilt wird; nur die kleinsten Sägen zu gewissen Schweifarbeiten erhalten zuweilen ihre Bewegung unmittelbar, ohne in ein besonderes Gatter eingespannt zu sein. Ihrer Lage und Aufstellung nach unterscheidet man die verticalen oder stehenden Gatter von den horizontalen oder liegenden, welche letzteren immer nur mit einer Säge arbeiten, während man die stehenden Gatter ebensowohl mit nur einer wie mit einer größeren Anzahl parallel neben einander eingehängter Sägen versieht. Danach unterscheidet man einfache Gatter, d. h. solche mit nur einer Säge, und Vollgatter oder Bundgatter, so genannt, weil bei ihnen ein ganzes Bund Sägen (bis zu 16 Stück) angewendet werden kann. Nach der Art ihrer Ausführung können die einfachen Gatter entweder Mittelgatter oder Seitengatter sein, je nachdem sie die Säge im Inneren des Rahmens oder zur Seite desselben erhalten.

Fig. 256.



In Fig. 256 ist ein einfaches hölzernes Gatter mit Aufhängung der Säge S in der Mitte des Rahmens R dargestellt, wie dasselbe hauptsächlich zum Schneiden von Balken und Bohlen aus dem Blocke B verwendet wird. Der Gatterrahmen besteht aus den beiden senkrechten Stielen A, welche oben und unten durch die versteiften Querriegel Q verbunden sind. Die an ihren Enden durch die Angeln erfaßte Säge erhält ihre kräftige Anspannung durch eine Schraubenmutter an der oberen Angel. Durch vier cylindrische oder prismatische Geradführungslineale F wird das Gatter in den Eckpunkten genau senkrecht geführt, und es erhält die auf- und abgehende Bewegung durch die Kurbelwelle K mittelst der an dem unteren

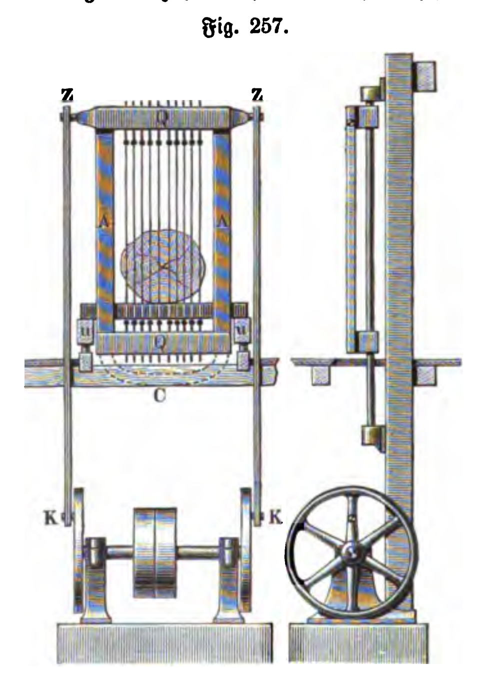
Querriegel angreifenden Lenkerstange L. Den Betrieb empfängt die Kurbelwelle immer durch Riemen, da bei der schnellen Umdrehung der Antrieb durch Zahnräder ausgeschlossen ist. Die Figur läßt die Lagerung der Kurbelwelle auf den gut fundirten Lagerböcken erkennen; auf derselben ist neben der festen Betriebsscheibe P die lose Riemscheibe P_0 behufs des Ausrückens, sowie das Schwungrad M zur Ausgleichung der Bewegung angebracht; auch wird von der Kurbelwelle in der Regel in einer noch zu besprechenden Art die Vorschiebebewegung des Blockes bewirkt. Der zu schneidende Block findet bei diesem Gatter seine Unterstützung auf dem sogenannten Wagen, d. h. einem aus zwei langen Hölzern w und zwei Querriegeln an den Enden gebildeten Rahmen, welcher mittelst kleiner Laufrollen auf den Schienen s geführt wird, die in dem Mühlengebäude der ganzen Länge nach fest gelagert sind. Während des Schneidens ist der Block unverrückbar auf diesem Wagen befestigt, und zwar wird er durch untergelegte Hölzer unterstützt, welche weggenommen werden müssen, sobald sie vor der Säge ankommen. Nachdem der Wagen mit dem Blocke um dessen Länge mit der dem Schneiden entsprechenden geringen Geschwindigkeit vorgeschoben worden ist, wird nach Wegnahme des abgeschnittenen Stückes eine Rückführung des Wagens bewirkt, und zwar geschieht dieselbe immer mit wesentlich größerer Geschwindigkeit, um den damit verbundenen Zeitverlust zu vermindern. Nachdem alsdann der Block parallel mit dem gemachten Schnitte um die Dicke des zu schneidenden Balkens oder Brettes versetzt worden und in der neuen Lage wieder auf dem Wagen befestigt ist, erfolgt die erneute Vorschiebung des letzteren zur Erzeugung eines neuen Schnittes. Die Vorschiebung sowohl wie die Rückführung des Wagens geschieht selbstthätig durch die Maschine und ohne Zuthun des Arbeiters, der nur das Ein- und Ausrücken und die erforderliche Regulirung dieser Bewegungen zu besorgen hat. Die lichte Weite dieser Art von Gattern muß so bemessen sein, daß der stärkste zu schneidende Block jederseits von der Säge Raum findet, und daher pflegt man bei diesen Gattern zweckmäßig den Wagen innerhalb der Stiele A und der die Führungen tragenden Gattersäulen anzuordnen.

Die Abmessungen der einzelnen Theile des Rahmens sind nicht sowohl nach der von der Lenkerstange ausgeübten Kraft, sondern nach der Spannung zu bemessen, welche der Säge ertheilt werden muß, um einen möglichst guten und ebenen Schnitt zu erzielen. Für gewöhnliche Verhältnisse genügt zu dem Ende eine Stärke der aus leichten Nadelhölzern gebildeten Stiele A von etwa 0,1 m, während die Querhäupter meist aus Eschen- oder Weißbuchenholz in einer Stärke bis zu 0,2 m gemacht werden und zu ihrer Verstärkung in der angedeuteten Art mit Streben versehen werden. Die lichte Höhe des Rahmens richtet sich nach der Dicke der stärksten zu

schneidenden Blöcke und nach dem Hube der Säge, welcher für diese Gatter zwischen 0,4 und 0,5 m beträgt. Um die Wirkungen der schwingenden Massen möglichst gering zu erhalten, gilt es als Regel, die Abmessungen des Rahmens so knapp wie möglich zu wählen.

Während die Rahmen für eine Säge immer aus Holz gefertigt werden, bietet dieses Material für die Vollgatter nicht mehr die genügende Festigkeit dar, wenigstens gilt dies für die Querriegel, welche den bedeutenden Zug aller Sägen auszuhalten haben, um so mehr, als hier eine Versteifung durch Streben nicht gut thunlich ist, da die Querriegel nach Fig. 257 hier wagerechte Flächen zur Aufnahme der Keile haben müssen, mit denen bei diesen Gattern die Sägenangeln angespannt werden. Zu diesem Zwecke pflegt man jedes Querhaupt aus zwei parallel neben einander liegenden hochkantigen Schienen von Schmiedeeisen oder besser Stahl zu bilden, derart, daß die Angeln der Sägen durch den Schlitz zwischen diesen Schienen hindurchtreten. Die Stiele A auch dieser Gatter werden häufig aus Holz gefertigt, doch wendet man auch hierzu bei größeren Abmessungen und Sägenzahlen Schmiedeeisen, und zwar der Leichtigkeit wegen zweckmäßig in Röhrenform an. Die Rücksicht auf möglichste Leichtigkeit wird vornehmlich bei den Vollgattern veranlassen, die lichte Weite und Höhe thunlichst einzuschränken, und man wird daher hier passend die Wagenhölzer w außerhalb der Gatterstiele anordnen, um möglichst den ganzen inneren Raum des Gatters für die Sägen verwendbar zu haben.

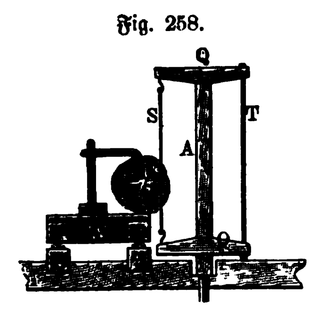
Fig. 257.



Will man auch dieses Gatter durch eine Lenkerstange bewegen, so kann man sich eines Bügels bedienen, wie er in der Figur punktirt angegeben und mit C bezeichnet ist, der an dem in der Mitte befindlichen Zapfen von der Lenkerstange ergriffen wird. Da indessen hierdurch das Gewicht des Gatterrahmens nicht unerheblich vergrößert wird, so empfiehlt sich statt dessen die

Anwendung von zwei Lenkerstangen, welche die an dem oberen Querhaupte angebrachten beiden Zapfen Z ergreifen. Diese Anordnung, welche allerdings eine sehr gute Ausführung, namentlich eine genaue Uebereinstimmung der beiden Kurbeln k in Bezug auf Länge und Stellung erfordert, bietet noch den besonderen Vortheil dar, daß dabei die Lenkerstangen eine größere Länge annehmen, und hierdurch ihr Ausschlag und der damit verknüpfte Seitendruck herabgezogen wird. Auch fällt das auf ein Ecken in den Führungen wirkende Drehungsmoment hierbei kleiner aus, welches sich dann einstellt, wenn die Sägen nicht ganz symmetrisch zur Mitte vertheilt sind. Daß die Sägen nicht nur genau unter sich parallel eingehängt werden müssen, sondern daß ihre Richtung auch vollkommen mit der Richtung der Führungen übereinstimmen muß, ist ohne Weiteres klar. Zu diesem Zwecke dient an jedem Ende der Sägen ein sogenanntes Register, bestehend aus je zwei Querstangen, welche zum Zusammenpressen von hölzernen Zwischenstücken von genau bestimmter Dicke zwischen den Sägen dienen. Der Vorschub des auf dem Wagen befestigten Blockes geschieht in der bei dem einfachen Gatter besprochenen Art und es ist ersichtlich, daß mit einem einmaligen Vorschub der Block sofort in die gewünschte Anzahl von Brettern zerlegt ist, deren Dicke durch die Stärke der in dem Register enthaltenen Zwischenstücke bestimmt ist. Demgemäß eignen sich die Vollgatter vorzugsweise zum Brettschneiden, wenn es darauf ankommt, eine größere Anzahl von Blöcken in übereinstimmender Art in dünnere Bretter zu trennen. Da eine Veränderung der Sägen in Bezug auf ihre Zahl oder gegenseitige Stellung immer mit einem längeren Zeitverluste verbunden ist, während welcher Zeit die Thätigkeit des Gatters unterbrochen ist, so wird der Vortheil von Vollgattern weniger erheblich sein, wenn die Dicken der zu schneidenden Hölzer einem häufigeren Wechsel unterliegen; in solchen Fällen sind die einfachen Gatter vortheilhafter zu verwenden.

Fig. 258.

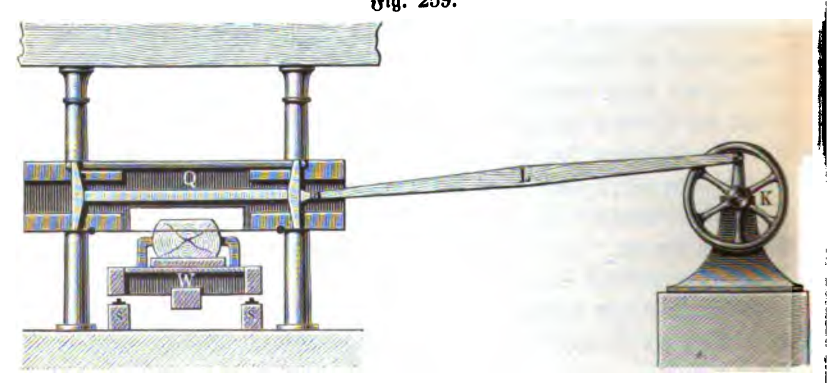


In welcher Art die Ausführung eines Seitengatters zu denken ist, ergiebt sich aus Fig. 258. Hierbei besteht der Rahmen in ähnlicher Art, wie bei den bekannten Handsägen, aus einem mittleren Stege A, welcher an jedem Ende einen Quersteg aufnimmt, und die an der einen Langseite eingehängte Säge S erhält ihre Spannung durch die an der anderen Langseite vorhandene Spannstange T mittelst einer Schraube. Es ist ersichtlich, daß der zur Aufnahme des Blockes dienende Wagen W hierbei an hinreichend vielen Stellen mit festen Querriegeln zwischen den Lang-

hölzern versehen sein kann, da dieser Wagen ganz außerhalb der Säge liegend angeordnet ist.

In gleicher Art werden auch immer die horizontalen Gatter in der Form von Seitengattern ausgeführt, wie aus Fig. 259 zu ersehen ist. Hierbei findet sich indessen die wesentliche Abweichung, daß der Block ein für allemal unverrückbar fest auf dem Wagen W liegt; man muß daher, wenn es sich darum handelt, nach Vollführung eines Schnittes ein neues Brett von dem festliegenden Blocke abzutrennen, das Gatter mit Einschluß seiner Führungen um einen der Dicke des zu schneidenden Brettes entsprechenden Betrag senken. Um dies zu ermöglichen, sind die vier Führungen des Gatters an einem starken Querstücke Q befestigt, welches durch zwei an den beiden Seiten angebrachte Schraubenspindeln einer parallelen Verstellung genau in dem gewünschten Maße befähigt ist. Da die treibende Kurbelwelle k jedoch fest gelagert sein muß, so wird man in

Fig. 259.

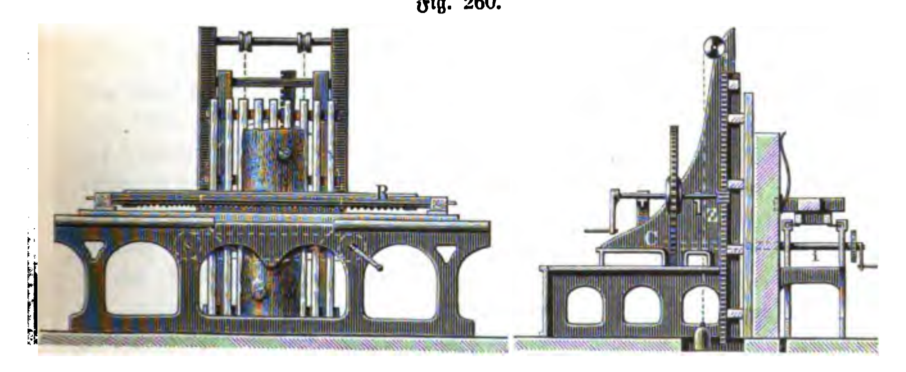


diesem Falle immer eine verhältnißmäßig sehr lange Lenkerstange L verwenden müssen, damit die durch die senkrechte Verschiebung des Gatters veranlaßte Ausweichung der mittleren Lenkerstangenlage nach oben oder unten nur mäßig ausfällt. Selbstredend stellt man die Kurbelwelle k in die Höhe der mittleren Lage des Zapfens. Der Wagen W wird bei diesem Gatter wegen des seitlich auf ihn ausgeübten Schubes der Säge besonders schwer zu machen sein, weil derselbe nur durch sein Eigengewicht diesem Schube zu widerstehen vermag; auch pflegt man mit Rücksicht hierauf dem Wagen keine Laufrollen zu geben, sondern läßt ihn wie einen Schlitten die gut befestigten Schienen s mittelst Gleitlagern umfangen. Diese Gatter werden vorzugsweise zum Schneiden dünnerer Bretter aus besseren Hölzern verwendet.

Zu den horizontalen Gattern gehören auch die Fournirsägen, welche die dünnen Holzblätter zu erzeugen haben, wie man sie aus besseren Hölzern

schneidet, um damit Möbel und andere Holzwaaren aus gewöhnlichem Holze zu bekleiden. Bei diesen Gattern ist der Gatterrahmen *R*, Fig. 260, in einer wagerechten Ebene angebracht, während das zu schneidende Holz in senkrechter Bewegung vor der Säge emporsteigt. Diese Anordnung bietet wegen der immer nur geringen Länge der zu zerschneidenden Blöcke, welche selten mehr als 3 m betragen wird, keine besonderen Schwierigkeiten dar. Das Holz wird an einem senkrechten Lattenrahmen befestigt, oftmals durch Anleimen, um es bis zum letzten Rest aufarbeiten zu können. Wird nun dieser Rahmen mit Hülfe der Zahnstange *Z* und entsprechender Triebräder langsam aufwärts bewegt, so trennt die Säge das gewünschte Fournir davon ab, welches wegen seiner sehr geringen Dicke, 0,5 bis 1 mm, sich sogleich derartig von der Säge abbiegt, daß ein Schränken des Blattes hierbei nicht erforderlich ist, ein Umstand, welcher bei den meist sehr theuren zu Fourniren verarbeiteten Hölzern wesentlich in Betracht kommt. Die Anstellung zu

Fig. 260.

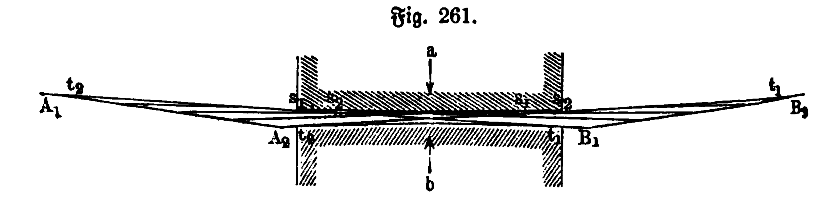


einem neuen Schnitt geschieht hierbei, nachdem das Fournir beseitigt und der Wagen wieder niedergelassen worden, dadurch, daß der Wagen sammt seiner Führung auf einem Schlitten *C* angebracht ist, welcher mittelst zweier Schrauben *i* auf dem Untergestell verschoben und somit der Säge in dem verlangten geringen Maße genähert werden kann.

Den Führungsschienen pflegt man zuweilen bei den liegenden Gattern eine geringe Neigung gegen einander zu geben, Fig. 261 (a. f. S.), wodurch ein sogenannter Kreisschnitt erzielt wird, welcher eine bessere Herausführung der Sägespäne und damit einen leichteren Gang des Gatters zum Zwecke hat. Daß durch diese Neigung ein bogenförmiger Schnitt erzeugt wird, erkennt man leicht, wenn man, wie in der Figur geschehen ist, die Stellung der so geführten Säge in verschiedenen Lagen zeichnet. Alle diese Lagen umhüllen dann eine gewisse krumme Linie, nach welcher das Holz bearbeitet wird. Hierbei ist es für die möglichste Ausnutzung der Säge keineswegs

gleichgültig, in welcher Richtung der Holzblock gegen die Säge geführt wird. Geschieht dies nämlich in der Richtung des Pfeils a, so kommt in der Lage der Säge $A_1 B_1$ deren Punkt s_1 und in der Lage $A_2 B_2$ der Punkt s_2 zum Angriff, und es wird daher nur das kurze Stück zwischen s_1 und s_2 zur Wirkung gebracht, womit ein baldiges Abstumpfen der Zähne und ein schneller Verbrauch der Säge in Verbindung steht. Es muß daher vortheilhafter erscheinen, die Zuführung des Holzes in der entgegengesetzten, durch den Pfeil b dargestellten Richtung vorzunehmen, bei welcher Anordnung in der Lage $A_1 B_1$ der Punkt t_1 und in der Lage $A_2 B_2$ derjenige t_2 zur Wirkung

Fig. 261.



kommt, welche Punkte viel weiter aus einander gelegen sind, als diejenigen s_1 und s_2.

Im Vorstehenden sind die hauptsächlich gebräuchlichen Anordnungen der Gatter angeführt; für ganz bestimmte Zwecke, z. B. zum Schneiden krummer Hölzer oder zum Querschneiden der Stämme, um dieselben in die Sägeblöcke von geringerer Länge zu zerlegen, kommen abweichende Gatterausführungen vor, deren Besprechung aber hier unterbleiben darf, da die Abweichungen nur in der Anordnung der einzelnen Theile bestehen, die Wirkungsweise aber von der der vorbeschriebenen Gatter nicht wesentlich verschieden ist.

§. 79. **Befestigung des Holzes.** Der zu schneidende Block wird, wie aus dem Vorhergegangenen schon ersichtlich ist, meistens auf einem Blockwagen gelagert, auf welchem er genügend festgehalten werden muß, um seine Lage in Folge der Sägenwirkung nicht zu verändern. Bei dem Blockwagen der gewöhnlichen stehenden Gatter legt man den Block B zu dem Ende auf Unterlagshölzer A, Fig. 262, welche auf die Langbäume des Wagens W gelegt werden, und man hält den Block entweder durch die bekannten eisernen Klammern der Zimmerleute oder durch einfache Blockhalter von der in der Figur dargestellten Beschaffenheit fest. Hierin bedeutet C einen biegsamen Holzstab, welcher bei D an der Schiene S seinen Halt findet, wenn das andere Ende durch die Kette K fest angespannt wird.

Bei den liegenden Gattern bedient man sich in der Regel der nach der Art von Schraubzwingen wirkenden Spannkloben K, Fig. 263, welche von

beiden Seiten mit ihren scharfzähnigen Enden den Block zwischen sich einklemmen, sobald sie durch die Schrauben S fest angezogen werden. Die in Querführungen geleiteten Kloben erhalten natürlich zu diesem Zwecke in dem unteren Theile das Muttergewinde M für die Schrauben.

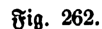
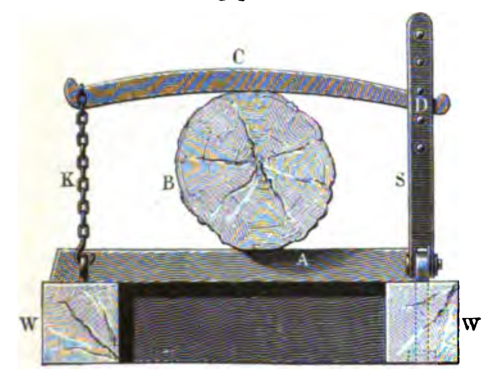
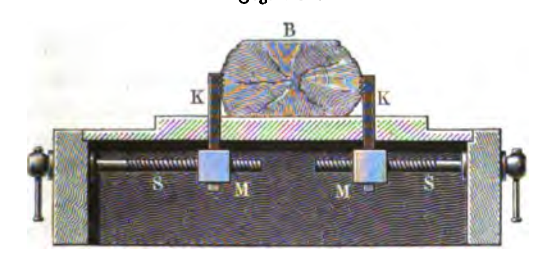


Fig. 262.



Bemerkenswerth ist die Befestigung des Blockes B auf dem Wagen W des Seitengatters, Fig. 264 (a. f. S.), durch eine einfache, lose auf den mit dem Wagen fest verbundenen cylindrischen Stab S geschobene Klaue K. Es genügt zur Befestigung des Blockes hierbei, die Klaue K mit einem leichten Hammerschlage auf den Block zu setzen, indem die an dem Stabe S auftretende Reibung eine Lösung der Klaue wirksam

Fig. 263.



verhindert. Um dies zu erkennen, denke man sich in A eine beliebig große aufwärts gerichtete Kraft P von dem Blocke auf die Klammer K ausgeübt, wodurch eine Lösung der letzteren angestrebt wird. In Folge dieser Kraft wird die Klammer mit ihrem Auge fest gegen den Ständer S gepreßt, und zwar werden in den Kanten bei a und b Kräfte gegen den Ständer ausgeübt, gegen welche der letztere mit gleichen und entgegengesetzten Kräften R zurückwirkt. Ist h der senkrechte Abstand dieser Kräfte oder die Höhe des Auges, so findet sich die Größe der Pressungen an dem Ständer zu $R = P \frac{l}{h}$, wenn l die Länge der Klaue bis zur Mitte des Auges vorstellt. Die in Folge dieser Pressungen bei a und b rege gemachten Reibungen fR setzen sich der Verschiebung der Klaue entgegen, und eine solche Verschiebung wird

nicht eintreten können, so lange diese beiden Reibungen zusammen den Werth der verschiebenden Kraft P übersteigen. Man hat daher für den Grenzfall der Gleichheit die Beziehung:

$$P = 2fR = 2fP\frac{l}{h},$$

woraus als die zu erfüllende Bedingung $h < 2fl$ folgt, wenn die Klammer an der selbständigen Lösung verhindert sein soll. Setzt man ein Reibungsverhältniß $f = 0,12$ voraus, so hat man die Höhe des Auges h kleiner als $0,24\,l$ zu machen; in diesem Falle wird eine selbständige Lösung verhindert werden, wie groß auch der in A wirkende Druck P sein möge. Von dieser Wirkung durch Klemmung macht man in den Gewerben und bei Maschinen einen vielfältigen Gebrauch. Man kann auch ohne Rechnung durch eine einfache Zeichnung sich von der klemmenden Wirkung einer solchen oder ähnlichen Vorrichtung leicht überzeugen. Zieht man nämlich in a und b die Geraden ao und bo, welche unter dem zugehörigen Reibungswinkel gegen die wagerechten Richtungen geneigt sind, so ist ein selbständiges Lösen der Klammer so lange unmöglich, so lange der Durchschnittspunkt o dieser Richtungen zwischen das Ende A und den Ständer S fällt. Um eine Bewegung der Klammer überhaupt unter dem Einflusse der in A angreifenden Kraft P zu ermöglichen, müßte man dem Auge mindestens eine Höhe h_0

Fig. 264.

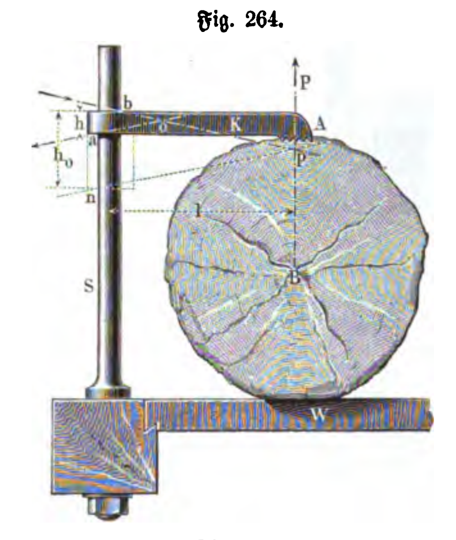
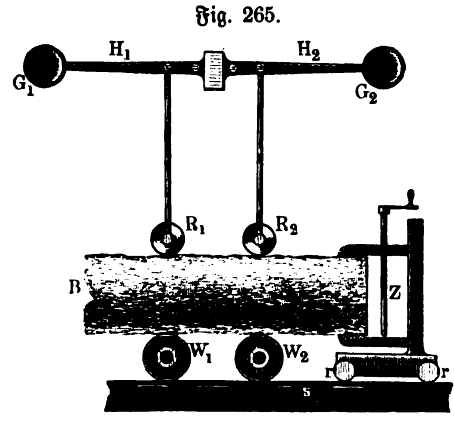


Fig. 265.



geben, welche sich ergiebt, wenn man durch p die mit ao parallele Gerade pn zieht.

Die mit der Anordnung des langen und schweren Blockwagens verbundenen Uebelstände sind die Veranlassung gewesen, den Wagen bei Vollgattern ganz wegzulassen und den Block selbst auf zwei festen Walzen zu führen, welche vor und hinter dem Gatter im Fußboden der Mühle oder an den Ständern des Gestelles gelagert sind. W_1 und W_2, Fig. 265, stellen solche Walzen vor; der Block B wird auf diese Walzen durch die mittelst der Hebel H und Gewichte G belasteten Rollen R kräftig niedergedrückt, um ein Ausweichen nach oben wirksam zu verhüten. Außerdem findet der lange Block noch an mehreren Stellen Unterstützungen durch feste unter ihm gelagerte Rollen, und endlich werden die beiden Enden des Blockes zwischen entsprechende Zangen Z gespannt, welche mit Laufrollen r versehen sind, so daß sie jede einen kleinen Karren bilden, der auf den Schienen s seine Führung findet. Diese sogenannten Walzengatter erfordern eine einigermaßen ebene und gleichmäßige Beschaffenheit des Blockes an der oberen und unteren Fläche, weil sonst einzelne, stark einseitig hervortretende Unregelmäßigkeiten, wie sie namentlich durch Aeste des Holzes dargestellt werden, dem Blocke leicht das Bestreben einer Drehung um eine Längsaxe ertheilen, in Folge deren die Sägen starken Reibungen ausgesetzt sind. Wenn die gedachte Bedingung erfüllt ist, zeichnen sich die Walzengatter durch Einfachheit und gute Wirkung aus. Die Bewegung des Blockes geschieht hierbei einfach durch Umdrehung der Walzen W_1 und W_2, wie in dem Folgenden näher besprochen werden wird.

Zuführung des Holzes. In Betreff der Zuführung des Holzes zu den Sägen hat man eine ununterbrochene Vorschiebung von einer absetzenden oder ruckweisen zu unterscheiden. Die letztere, welche bei den älteren Gattern fast ausschließlich angewendet wurde, geschieht derartig, daß den Sägen für jeden Schnitt, d. h. bei jeder Umdrehung der Kurbel, der Block um den einem Schnitte entsprechenden Betrag zugeschoben wird. Die hierzu erforderliche Bewegung wird dem mit einer Zahnstange versehenen Blockwagen entweder durch den Gatterrahmen oder mittelst eines auf der Kurbelwelle angebrachten Excenters ertheilt, und zwar in der Regel in derjenigen Zeit, während welcher das Gatter im Aufsteigen begriffen ist, während also nicht geschnitten wird. Eine solche Vorschiebung des Holzes während des Aufganges der Sägen würde nicht möglich sein, wenn man die Sägen in dem Gatter genau senkrecht, d. h. so einhängen wollte, daß die gerade Linie, in welcher sämmtliche Zahnspitzen gelegen sind, mit der Bewegungsrichtung übereinstimmt; denn mit einer derartigen Aufhängung würde durch die Vorwärtsbewegung des Blockes eine unzulässige

§. 80.

Pressung desselben gegen die Sägen verbunden sein, welche hierbei das ihnen zugeführte Holz nicht fortzuschneiden vermögen. Diesem Uebelstande begegnet man in einfacher Weise dadurch, daß man den Sägen einen gewissen Ueberhang giebt, d. h. indem man sie gegen die Senkrechte derartig neigt, daß das obere Ende der Säge über das untere um einen gewissen Betrag $AC = a$, Fig. 266, nach vorn, d. h. nach dem Holze hin, vortritt. Die Größe a dieses Ueberhängens ergiebt sich aus folgender Betrachtung.

Fig. 266.

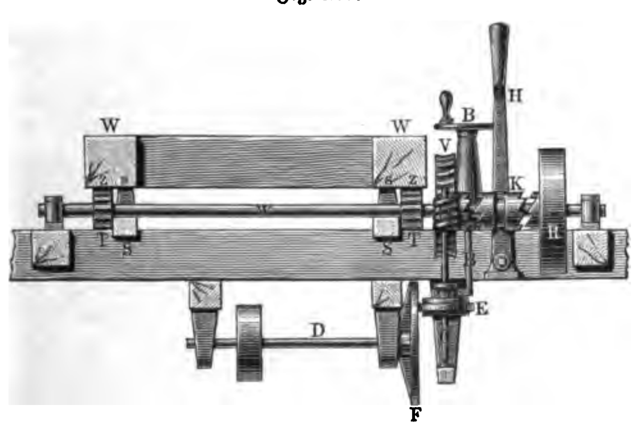
Ist l die ganze senkrecht gemessene Länge der Säge, also der Neigungswinkel der Säge gegen das Loth durch $tg\,\alpha = \frac{a}{l}$ bestimmt, so entfernt sich die Säge bei dem senkrechten Aufsteigen um die Hubhöhe H des Gatters, wobei sie aus AB in die Lage A_1B_1 geräth, von dem Blocke um einen Betrag, welcher durch $\delta = \frac{H}{l}\,a$ gegeben ist. Es ist daher hierdurch die Möglichkeit geboten, den Block um dieselbe Größe δ während des Gatteraufganges vorzuschieben, in welchem Falle das Holz nach wie vor mit der Säge in Berührung bleibt, ohne gegen dieselbe eine Pressung auszuüben. Bei dem darauf erfolgenden Niedergange des Gatters findet alsdann das Schneiden des Holzes um diesen Betrag δ statt, ohne daß dem Blocke währenddessen ein Vorschub ertheilt werden muß.

Nach dem Vorstehenden ist die Größe des Ueberhanges der Säge $a = \frac{l}{H}\,\delta$ unabhängig von der Dicke des zu zerlegenden Blockes, dagegen abhängig von der Größe des Vorschubes δ. Hiermit ist ein gewisser Uebelstand verbunden, welcher sich daraus ergiebt, daß die Größe des Vorschubes in der Regel je nach dem Widerstande des Holzes oder der verwendbaren Kraft veränderlich gemacht zu werden pflegt. Denkt man sich nämlich den Ueberhang entsprechend dem größten Vorschube δ_1 zu $a = \frac{l}{H}\,\delta_1$ gewählt, so wird bei einer Verringerung desselben von δ_1 zu δ_2 offenbar die Säge, die sich bei dem Aufgange um die Größe δ_1 von dem Holze entfernte, erst einen bestimmten Weg $H_0 = \frac{l}{a}\,(\delta_1 - \delta_2)$ leer durchlaufen, ehe ihre Zähne zum Schnitte kommen, und es muß hiermit eine ungleichmäßige Abnutzung der Säge verbunden sein, die dann hauptsächlich in dem oberen Theile zur Wirkung kommt.

Die absetzende Bewegung des Wagens hat noch den anderen Nachtheil im Gefolge, daß dabei die beträchtliche Masse des Wagens und Blockes in jeder Minute etwa 150- bis 200 mal in Bewegung versetzt werden muß, um ebenso oft wieder in Ruhe zu kommen, womit nicht nur ein nutzloser Arbeitsaufwand, sondern auch eine zitternde Bewegung des Wagens verbunden ist, die für die Schönheit der Schnittfläche nachtheilig ist. Deswegen ist man in der neueren Zeit meistens dazu übergegangen, dem Blocke eine ununterbrochene Vorschiebebewegung zu ertheilen. Es geht aus dem Vorstehenden hervor, daß auch in diesem Falle die Sägen oben übergehängt werden müssen, doch wird der Betrag dieses Ueberhängens hier nur halb so groß zu sein brauchen, als oben gefunden, also durch $a = \frac{1}{2} \frac{l}{H} \delta$ bestimmt sein, da das während des Gatterniederganges der Säge dargebotene Holz von dieser unmittelbar fortgeschnitten wird. Daraus folgt denn weiter auch, daß der aus einer Veränderung des Vorschubes entstehende Nachtheil einer ungleichmäßigen Abnutzung der Sägen hier in viel geringerem Maße sich geltend macht.

Die Art, wie der langsame Vorschub des Wagens und dessen schneller Rücklauf bewirkt wird, ist aus Fig. 267 zu ersehen. Der Wagen

Fig. 267.



trägt auf der Unterseite an seinen Langbäumen W prismatische Schienen s, welche ihre Führung in Rollen finden, die in die sogenannten Straßbäume S eingelassen sind; zuweilen giebt man wohl auch umgekehrt die Rollen dem Wagen und befestigt die Schienen auf den Straßbäumen. Eine an jedem Wagenbaum angebrachte Zahnstange z giebt die Gelegenheit, dem Wagen die erforderliche Bewegung durch die Umdrehung einer mit passenden

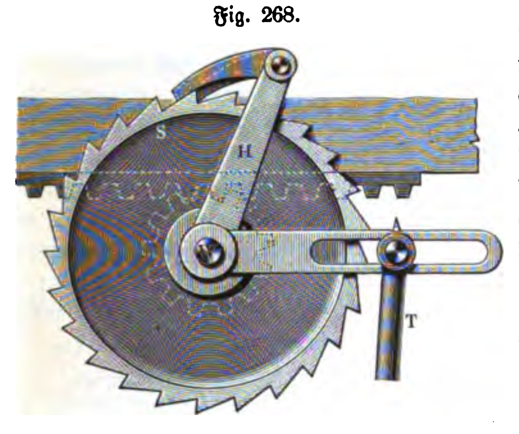
Getrieben T versehenen Wagenschiebewelle w zu ertheilen. Diese Bewegung wird der Vorschiebewelle w durch das Rad V langsam für den Vorschub und durch die Riemscheibe R schnell für den Rücklauf ertheilt, zu welchem Ende diese beiden Räder V und R lose drehbar auf der Welle w sitzen, und die Mitnahme der letzteren durch die auf einer Feder verschiebliche Kuppelungsmuffe K erfolgt. Je nachdem diese Muffe bei der Verschiebung durch einen Hebel mit ihren Zähnen in die an dem Rade V oder an der Scheibe R befindlichen Zähne eingreift, erfolgt die Umdrehung der Wagenschiebewelle durch V langsam nach der einen Richtung, oder durch R schneller in der entgegengesetzten Richtung. Es muß bemerkt werden, daß, während die Bewegung des Rades V für den Vorschub immer durch die Kurbelwelle des Gatters in der noch näher zu erläuternden Art zu geschehen pflegt, es dagegen räthlich ist, den Betrieb der Rücklaufscheibe R anstatt von der Gatterwelle von der Hauptbetriebswelle der Mühle abzuleiten, da das Gatter häufig nach erfolgtem Schnitte ausgerückt wird. Die genannte Anordnung gestattet dann immer noch ein Rückführen des Wagens, ohne daß währenddessen das Gatter leer mit umlaufen muß.

In Fig. 267 ist auch die Art der Bewegung des Wagens für ununterbrochenen Vorschub dargestellt, wie sie in neuerer Zeit mehrfach angewendet wird. Das die Wagenvorschiebewelle antreibende Rad V ist als Schneckenrad ausgeführt, in welches die Schraube ohne Ende U auf der stehenden Hülfswelle C eingreift. Die letztere erhält ihre Bewegung von der liegenden Zwischenwelle D aus vermittelst der beiden Frictionsscheiben F und E, welche Uebertragung eine bequeme Veränderung der Vorschubgeschwindigkeit dadurch ermöglicht, daß die Scheibe E auf der stehenden Welle C mittelst der Schraubenspindel B verschoben werden kann. Solche Frictionsscheiben auf zwei zu einander senkrechten Wellen sollten zwar zur Erzielung eines richtigen Bewegungsübertrages kegelförmig nach Art von conischen Rädern ausgeführt werden, wodurch aber die Möglichkeit der gedachten einfachen Geschwindigkeitsveränderung durch Verschiebung der Scheibe E aufgehoben werden würde; man pflegt daher die gedachte Anordnung einer ebenen Planscheibe F und einer cylindrischen Scheibe E vorzuziehen, was bei der geringen hiermit zu übertragenden Kraft um so mehr unbedenklich erscheint, als man dabei die Breite der Scheibe E sehr gering wählen darf. Durch eine auf das Ende der Zwischenwelle D wirkende Feder erzielt man den zur Bewegungsübertragung erforderlichen Druck der beiden Scheiben gegen einander. Wie durch den Umsteuerhebel H die Verschiebung der Zahnkuppelung K und damit die Hervorbringung einer schnelleren Rücklaufsbewegung bewirkt werden kann, wurde bereits vorstehend angegeben.

Wenn der Block einen absetzenden Vorschub erhalten soll, so bedient man sich anstatt des Schraubenrades auf der Vorschiebewelle w eines Schalt-

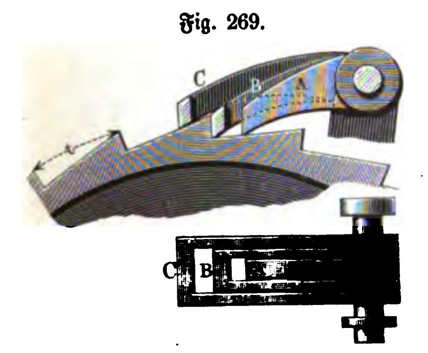
rades *S*, Fig. 268, in dessen Zähne die mit dem schwingenden Hebel *H* verbundene Schaltklinke in bekannter Art eingreift. Der Schalthebel kann

Fig. 268.



seine Schwingung unmittelbar von dem Gatterrahmen oder durch ein Excenter auf der Kurbelwelle erhalten, dessen Schubstange *T* den Arm *A* des Hebels ergreift. Will man hierbei den Vorschub veränderlich machen, so kann dies durch Verschiebung des Angriffspunktes der Excenterstange auf dem Hebelarme *A* geschehen, da bei einem bestimmten Hube des Excenters der Winkelausschlag des Schalthebels *H* natürlich um so größer ausfällt, je näher der Angriffspunkt *A* an dem Drehpunkte gelegen ist. Es liegt in der Natur der Bewegung eines solchen Schaltrades, daß hierbei die Veränderung nicht eine beliebige sein, sondern daß dieselbe stets nur um den einer Zahntheilung entsprechenden Winkelbetrag stattfinden kann. Soll nun dieser Winkelbetrag klein werden, wie es für eine geeignete Regelung des Vorschubes wünschenswerth ist, so erhält man dabei eine so geringe Theilung der Schaltzähne, daß nicht nur deren Festigkeit, sondern auch die Sicherheit der Schaltung dadurch gefährdet erscheint. Man bedient sich deshalb in der Regel des Mittels einer mehrfachen Schaltklinke, deren Einrichtung aus Fig. 269 hervorgeht. Die ganze Klinke besteht aus den drei in einander geschachtelten Theilen *A*, *B* und *C*, deren Treibkanten um den dritten Theil der Zahntheilung des Schaltrades von einander abstehen. In Wirklichkeit wird immer nur eine dieser Klinken, deren Kante gerade gegen einen Zahn stößt, die Bewegung veranlassen, und es ist ersichtlich, wie vermöge dieser Einrichtung dem Schaltrade Drehungen ertheilt werden können, die sich von

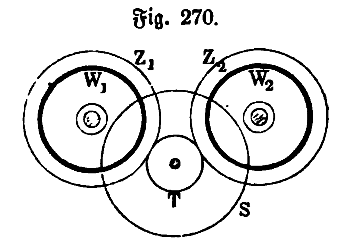
Fig. 269.



einander nur um $^1/_3\, t$ unterscheiden, wenn t den einer Zahntheilung zugehörigen Winkelbetrag vorstellt.

Auch bei den oben angeführten Gattern mit Walzenvorschub pflegt man häufig einen absetzenden Betrieb ähnlich dem zuletzt besprochenen anzuwenden. Hier wird der Vorschub durch die Umdrehung der beiden unterstützenden Walzen W_1 und W_2, Fig. 270, nach derselben Richtung herbeigeführt, indem man in die beiden auf den Walzen befindlichen Zahnräder Z_1 und Z_2 von gleicher Zähnezahl ein gemeinsames Getriebe T eingreifen läßt, welches die Bewegung durch ein Schaltrad S erhält.

Fig. 270.



Wenn man dieses letztere als ein Reibungsrad anordnet, so ist es natürlich auch möglich, den Vorschub um einen beliebigen Betrag zu verändern. Diese Reibungsschaltwerke können in verschiedener Weise ausgeführt werden, am einfachsten so, daß in eine im Umfange des Rades ausgedrehte Nuth von V förmigem Querschnitte die Schaltklinke sich einlegt, welche so geformt und gestellt ist, daß sie sich bei der Schwingung des Schalthebels nach der einen Richtung in der Nuth festklemmt und daher das Rad mit herumführt, während sie bei der Rückschwingung lose in der Nuth gleiten kann.

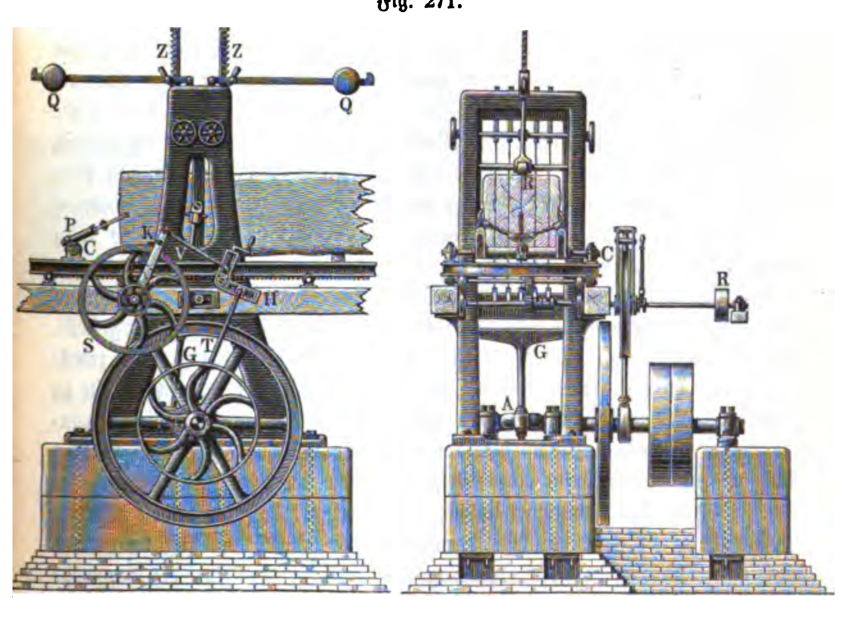
Die Vorschiebegeschwindigkeit ist selbstredend immer nur so gering, daß die Säge im Stande ist, das dargebotene Holz in Späne zu verwandeln. Je nach der Dicke und Härte des Blockes, der Dicke der Sägeblätter und der Hubhöhe des Gatters schwankt der Vorschub für jeden Schnitt etwa zwischen 2 und 5 mm, die Geschwindigkeit des Rücklaufes wählt man etwa zwischen 0,1 und 0,2 m in der Secunde. Die Länge der Blöcke beträgt für Bretter meist nicht mehr als 4 m, steigt jedoch für Balken unter Umständen bis zu 15 m, so daß die Zeit eines Rückganges, während welcher das Gatter nicht arbeitet, etwa 1 und 2 Minuten beträgt.

§. 81. **Ausführungen.** Die einfachen Gatter, wie sie in früherer Zeit allein gebräuchlich waren und auch heute noch vielfach gefunden werden, sind großentheils in Holz ausgeführt, dies gilt insbesondere von dem Gatterrahmen, dem Blockwagen und den die Führungen aufnehmenden Gerüstständern. Die letzteren werden dabei nicht nur mit den Balken der Erdgeschoßdecke, auf welcher die Straße des Wagens angebracht wird, und welche als der eigentliche Arbeitsboden anzusehen ist, sondern auch mit dem Dachgebälk der Mühle verbunden, während die Kurbelwelle auf einem besonderen Fundamente aufgestellt wird. Auch Vollgatter hat man vielfach in ähnlicher Art ausgeführt, nur daß dabei, wie schon bemerkt wurde, der

Gatterrahmen aus Eisen ausgeführt wird. Diese Einrichtung dürfte der Hauptsache nach aus den Figuren 256 und 257 ersichtlich sein.

In neuerer Zeit hat man vielfach auch das Gestell der Vollgatter ganz in Eisen und zwar so ausgeführt, daß dasselbe sowohl die Führungen wie die Lager der Kurbelwelle aufnimmt und für sich allein genügende Standfähigkeit besitzt, um einer Verbindung mit dem Gebäude nicht zu bedürfen, vorausgesetzt, daß es auf ein hinreichend tiefes und schweres Fundamentmauerwerk gesetzt und mit diesem durch Anker verbunden wird. Die Vortheile, welche diese Anordnung hinsichtlich der dauernd richtigen Stellung

Fig. 271.



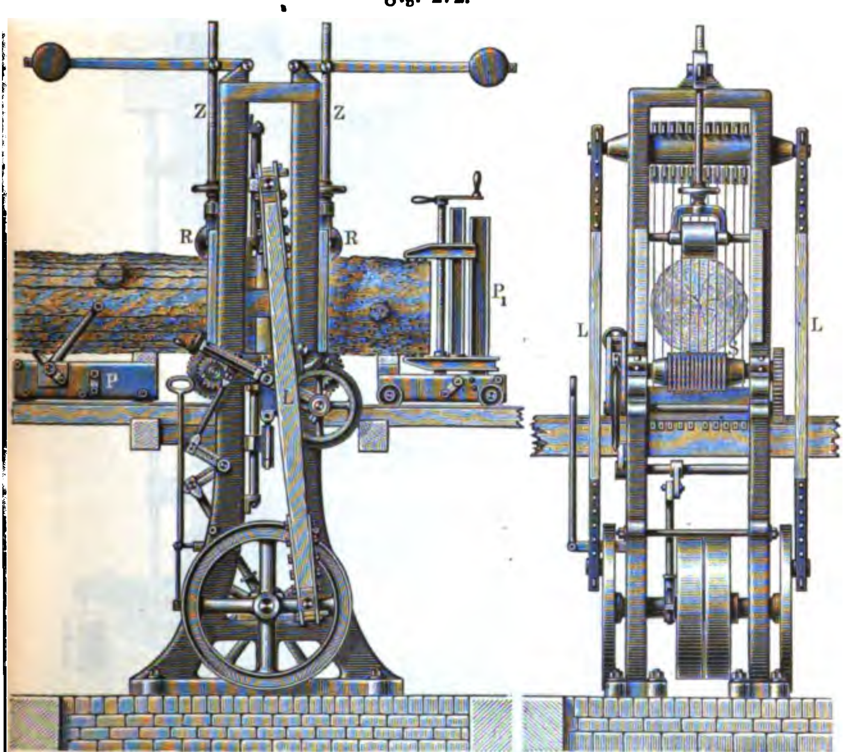
aller Theile zu einander bietet, liegen auf der Hand. Auch der Blockwagen wird bei diesen Gattern vielfach aus Eisen gebildet, wie das durch Fig. 271 dargestellte Gatter von Th. Robinson & Son in Rochdale zeigt. Bei dieser Maschine ist eine gekröpfte Welle A verwendet, welche in drei Lagern geführt ist, um einen ruhigeren Gang zu erzielen. Die Lenkerstange ist hier durch eine eiserne Gabel G gebildet, welche den Rahmen in den Mitten seiner Stiele angreift. Hierdurch wird zwar die Höhe des ganzen Baues wesentlich verringert, doch muß die beträchtliche schwingende Masse der gabelförmigen Lenkerstange bei dem schnellen Gange solcher Gatter zu gewichtigen Bedenken veranlassen. Der Blockwagen ist ebenfalls aus Eisen hergestellt, die Schienen von E-förmigem Querschnitte tragen unterhalb Zahnstangen,

in welche die Zahnrädchen auf der Vorschiebewelle eingreifen. Wie die letztere ihre ruckweise Umdrehung von einer Vorgelegswelle erhält, ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Bewegung dieser Welle von einem Excenter der Kurbelwelle, dessen Stange den Winkelhebel H in Schwingung versetzt. Zur Schaltung ist hierbei die an dem Schalthebel H angebrachte Reibungsklinke K benutzt, welche sich bei der Vorwärtsbewegung des Hebels fest in die V=förmige Nuthe von S einklemmt. Die Veränderung des Vorschubes kann in Folge dieser Anordnung um einen beliebigen Betrag vorgenommen werden, und es ist dies durch die Schlitze in den Armen des Winkelhebels H ermöglicht, welche eine Veränderung der Hebelarme von T sowohl wie von V gestatten. In lothrechter Ebene ist der Block durch mit den Gewichten Q belastete Druckrollen R gesichert, welche Belastung eine gewisse Nachgiebigkeit der Rollen gewährt, so daß dieselben den Hervorragungen und ästigen Stellen des Holzes folgen können. Das freie Ende des Blockes ist zwischen die beiden Backen eines Spannklobens P gespannt, welcher auf der Queraxe C einer seitlichen Verstellung befähigt ist, um hierdurch die Möglichkeit zu geben, bis zu gewissem Grade etwaigen Krümmungen des Blockes mit den Sägen zu folgen. Der Rücklauf des Wagens kann durch die Riemscheibe R bewirkt werden.

In Fig. 272 ist ein ebenfalls eisernes Vollgatter mit Walzenvorschub aus der Maschinenfabrik von C. Kirchner & Co. in Leipzig dargestellt. Nur die Lenkerstangen L, deren zwei angeordnet worden, sind hier zweckmäßig aus Holz gemacht, um die schwingenden Massen möglichst klein zu erhalten. Die Anwendung zweier Schwungräder, die gleichmäßige Beanspruchung zu beiden Seiten und der geringe Ausschlag der langen Lenkerstangen sind vortheilhafte Eigenschaften, welche bei dieser Ausführungsart einen ruhigen Gang erwarten lassen, vorausgesetzt, daß die beiden Kurbelzapfen genau in einer zur Axe parallelen Linie angebracht und durch eine vorzügliche Befestigung der Schwungräder auf der Axe für die dauernde Erhaltung dieser richtigen Lage genügend gesorgt ist. Die Walzen, auf denen der Block ruht, sind hier aus einer größeren Anzahl gezahnter Scheiben S gebildet, die Bewegung derselben durch eine excentrische Scheibe und das Reibungsschaltwerk F ist in ganz ähnlicher Art, wie bei dem vorhergehenden Gatter der Wagenvorschub, ausgeführt. Auch in der Anordnung der Druckrollen R herrscht viele Uebereinstimmung, nur sind hier die Druckstangen Z als Schrauben, in Fig. 271 dagegen als gezahnte Stangen ausgeführt, um den verschiedenen Blockstärken entsprechend die Druckrollen in die richtige Höhenlage bringen zu können. Die kleinen Karren zur Aufnahme der Zangen für die Enden des Blockes sind mit P und P_1 bezeichnet, bei dem am hinteren Ende angewandten P_1 ist die Zange mittelst einer Schraubenspindel aus dem schon angegebenen Grunde zu einer Querverschie-

bung befähigt. Der absetzende Vorschub wird bei den Gattern der genannten Fabrik während des Niederganges vorgenommen, so daß also ein Ueberhängen der Sägen nicht erforderlich ist. In Folge dieser Anordnung soll die Sägenschärfe länger andauern, was wohl mit dem Uebelstande zusammenhängen wird, der sich nach dem früher Bemerkten dann einstellt, wenn der

Fig. 272.

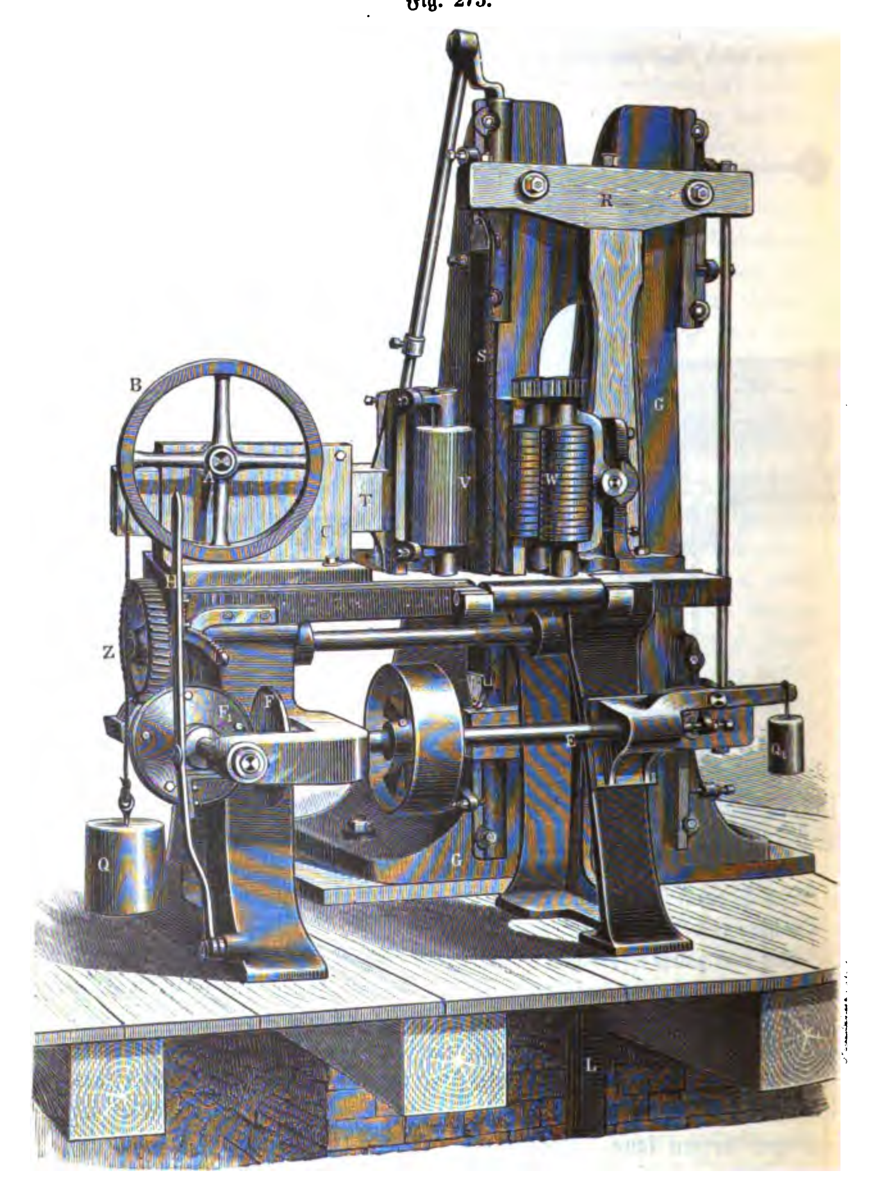


Vorschub beim Aufgange genommen und kleiner gewählt wird, als dem Durchhange der Sägen zukommt.

Von dem zuletzt besprochenen Gatter unterscheidet sich das von S. Worssam & Co. in London ausgeführte transportable Gatter hauptsächlich durch die geringere Höhe des ganzen Baues, welche dadurch erzielt werden kann, daß die Kurbelwelle außer der Kurbel an dem einen Ende noch in der Mitte mit einer Kröpfung versehen wird, so daß der Antrieb zur Seite des Gatters vorgenommen und die Welle selbst unmittelbar unter dem Blocke gelagert werden kann. Hierdurch eignet sich diese Bauart besonders für solche Fälle, wo eine nur vorübergehende Aufstellung an einem bestimmten

Orte erforderlich ist und eine leichte Versetzbarkeit daher sehr wünschenswerth ist. Das ganze Maschinengestell darf in solchem Falle zur Ver-

Fig. 273.



meidung jeglicher Mauerarbeiten auf einen kräftigen Schwellenrahmen gestellt werden, welcher durch Pfähle oder in sonst geeigneter Art schnell befestigt werden kann.

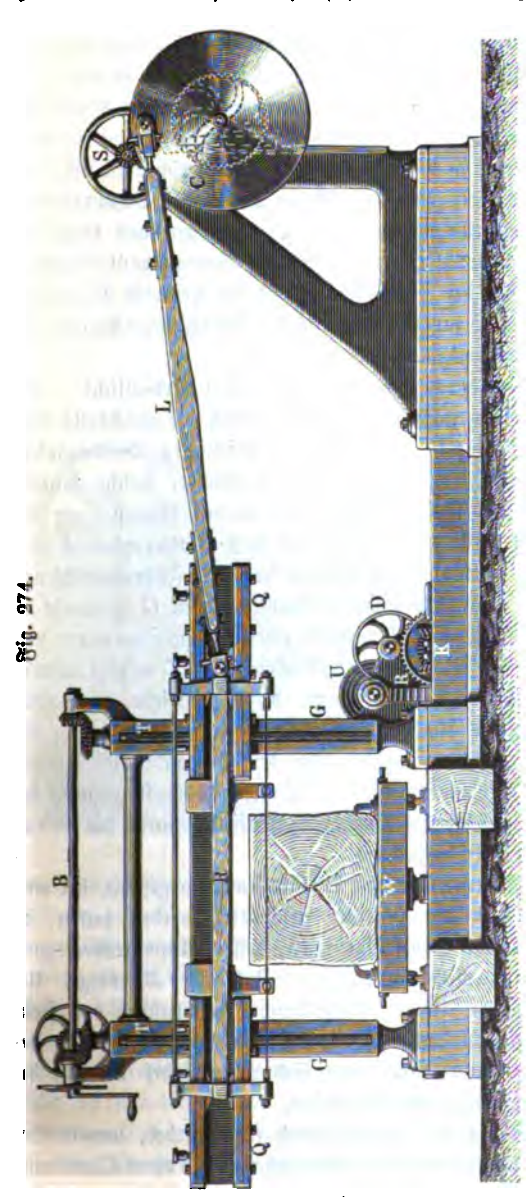


Fig. 274.

Man bezeichnet solche Gatter ihrer leichten Versetzbarkeit wegen als transportable Gatter, sie finden hauptsächlich in Forsten Verwendung, um das gefällte Holz in unmittelbarer Nähe des Schlagortes schneiden zu können und den umständlichen Transport der Stämme auf größere Entfernungen zu umgehen.

In Fig. 273 ist ein Seitengatter von C. Kirchner & Co. dargestellt, wie es dazu verwendet wird, um bereits geschnittene Bohlen oder Bretter in dünnere Theile zu trennen, auch aus den seitlichen Abfällen der Stämme, den sogen. Schwarten, noch dünnere Bretter zu gewinnen, weshalb derartige Sägen wohl als Schwarten- oder auch als Trennsägen bezeichnet werden. Der der Hauptsache nach aus

Holz hergestellte Rahmen *R* findet seine genaue Führung in dem eisernen Gestelle *G* und erhält von einer unterhalb aufgestellten Kurbelwelle die Bewegung durch die Lenkerstange *L*. Das Holz wird der Säge *S* in Form des zu zertrennenden Brettes oder der Schwarte durch zwei Paare stehender Walzen zugeführt, von denen diejenigen *W* eine stetige Vorschiebebewegung vermittelst des Schneckenrades *Z* und des Frictionswinkelgetriebes *F* von der Zwischenwelle *E* erhalten. Die vorderen Walzen *V* dagegen sind in dem Schieber *T* gelagert, welcher in dem Führungsstücke *C* verschieblich ist, um vermittelst der Axe *A* und einer Zahnstange durch ein an der Schnurrolle *B* wirkendes Gewicht *Q* mit einem bestimmten Drucke gegen das Holz angepreßt zu werden. Das Gewicht Q_1 erzeugt den zur Bewegungsübertragung erforderlichen Druck zwischen der Planscheibe *F* und der Reibrolle F_1, welche letztere mittelst des Hebels *H* zur Veränderung der Vorschiebegeschwindigkeit auf ihrer Welle verschoben werden kann.

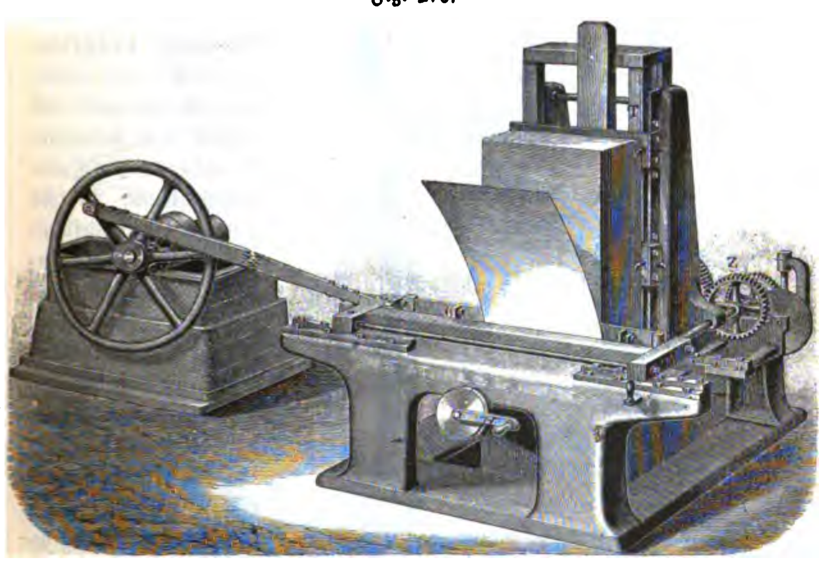
Ein Horizontalgatter ist durch Fig. 274 (a. v. S.) verdeutlicht. Die Bewegung des hölzernen Sägerahmens *R* erfolgt durch die gleichfalls hölzerne Lenkerstange *L* von dem in der Scheibe *C* befestigten Kurbelzapfen, und es ist hierbei die Axe dieser Kurbel in Lagern geführt, welche mittelst der Schraubenvorrichtung *S* senkrecht verschoben werden können, um die Mitte der Kurbelwelle stets in gleiche Höhe mit dem Gatterzapfen *A* einstellen zu können. Die senkrechte Verstellung des die Führungsschienen tragenden Querrahmens *Q* an den eisernen Gerüstständern *G* geschieht in ähnlicher Art durch die Schrauben *T* mittelst zweier Kegelräderpaare von der Querwelle *B* aus. Der Vorschub des Blockwagens *W* erfolgt mittelst der in der Mitte angebrachten Zahnstange, deren Getriebe durch das Schneckenrad *R* eine stetige Umdrehung erhält. Zur Veränderung der Vorschiebegeschwindigkeit ist hier auf der Axe der Schraube die Stufenscheibe *U* angebracht; die Einrichtung einer schnelleren Rücklaufbewegung des Wagens mittelst der verschieblichen Kuppelungsmuffe *K* durch die Riemscheibe *D* wurde bereits früher besprochen.

In Fig. 275 ist eine Fournirsäge von E. Kirchner dargestellt, bei welcher der Holzblock, aus dem die Fournire geschnitten werden sollen, an dem senkrecht geführten Tische *T* befestigt wird, dessen Aufwärtsbewegung mittelst einer Zahnstange durch Vermittelung der Zahnräder *Z* erfolgt. Um diese Bewegung zu erleichtern, ist der ganze Tisch, einschließlich des Holzblockes, durch ein Gegengewicht ausgeglichen. Die seitliche Verstellung des Tisches gegen die Säge kann durch eine Schraubenspindel mittelst der Handkurbel *H* sehr genau vorgenommen werden.

Man hat auch das Sägegatter, anstatt durch eine Kurbel, unmittelbar durch einen Dampfkolben bewegt, mit dessen Kolbenstange das obere Querhaupt des senkrechten Gatters verbunden ist, so daß letzteres genau die auf- und

niedergehende Bewegung des Dampfkolbens annimmt, und man nennt diese Gatter **Dampfgatter**. In Fig. 276 (a. f. S.), welche der Allgemeinen Maschinenlehre von **Rühlmann** entnommen wurde, ist ein solches Gatter nach einer Ausführung von **Cockerill** in Seraing der Hauptsache nach dargestellt. Der eiserne Rahmen ist mittelst des Querhauptes *B* an die Kolbenstange des Dampfcylinders *C* angeschlossen, welcher oberhalb des Rahmens auf einen festen Querträger *Q* gestellt ist. Zwei an dem oberen Querriegel des Rahmens befindliche Zapfen *A* übertragen durch die Lenkerstangen *L* die Bewegung auf die Kurbelzapfen der über dem Dampfcylinder gelagerten Hülfsrotationswelle, welche nicht nur dazu dient, den Steuerungsschieber

Fig. 275.



des Dampfcylinders zu bewegen, sondern auch den Zweck hat, den Hub des Kolbens und Gatters zu begrenzen, so daß ein Durchschlagen des Kolbens unmöglich gemacht wird. Die Vorschiebung des Wagens ist eine absetzende, und es ist leicht ersichtlich, wie durch den Zapfen *D* mittelst eines um den Bolzen *E* schwingenden Zwischenhebels die Schaltklinke bewegt werden kann, die dem auf der Wagenschiebewelle *W* sitzenden Schaltrade ihre absetzende Umdrehung mittheilt. Zur Erzielung eines schnellen Rücklaufes dient ein von dem Schwungrade *S* auf die Riemscheibe *R* geführter Riemen. Derartige Dampfgatter haben sich nur wenig Verbreitung verschaffen können. Die Gründe hierzu sind theilweise in der vertheuerten Anlage sowie in der schwierigen Wartung und Beaufsichtigung der hoch gelegenen Dampfmaschine

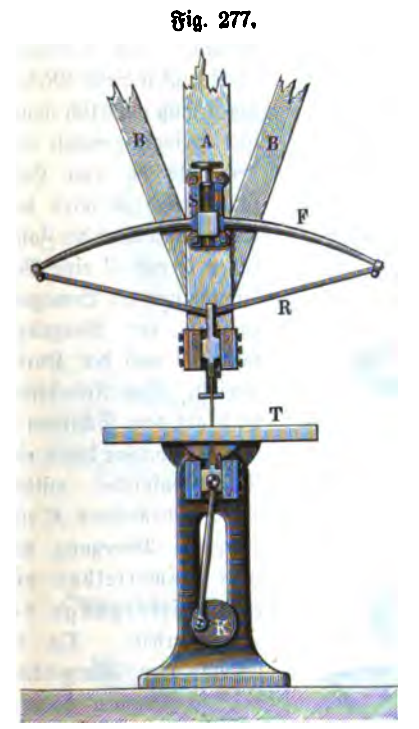
zu suchen, theilweise in dem Umstande, daß die Geschwindigkeit des Gatterrahmens immer eine größere ist, als mit einer guten Wirkung des Dampfkolbens verträglich erscheint, denn die Geschwindigkeit der Sägen pflegt man durchschnittlich zu 3 m und darüber anzunehmen.

Fig. 276.

Für die feinen Sägearbeiten, wie sie bei der Darstellung von allerlei aus dünnen Hölzern geschnittenen Artikeln, z. B. bei der Erzeugung sogenannter eingelegter Arbeiten, nöthig sind, hat man wohl auch anstatt der bekannten Laubsägen für Handbetrieb kleine Maschinensägen ausgeführt. Diese als Ausschneid- oder Decoupirsägen bekannten Maschinchen werden in der Regel ohne einen besonderen Rahmen ausgeführt, indem bei ihnen das feine Sägenblatt an beiden Enden in Gleitstücken einer Geradführung befestigt wird, von denen das untere Gleitstück unmittelbar seine Bewegung von der Lenkerstange einer schnell bewegten Kurbel empfängt. Da, wie schon früher bemerkt worden, das Sägeblatt nur einem Zuge, nicht aber einer Schubkraft ausgesetzt werden kann, unter deren Einwirkung es sich durchbiegen müßte, so erzielt man bei allen derartigen Maschinen den Aufgang der Säge durch die Zugkraft einer Feder, welche mit dem oberen Gleitstücke verbunden ist und bei dem Niedergange der Säge jedesmal entsprechend gespannt wird. Die Fig. 277 zeigt eine solche Säge von Robinson, bei welcher eine Blattfeder F mittelst des Riemens R das obere Gleitstück der

Säge emporzieht, wenn die das untere Gleitstück bewegende Kurbel K die untere Todtlage überschritten hat. Die geringe Widerstandsfähigkeit des immer nur sehr schmalen Sägeblattes erfordert eine genaue Regelung der der Feder zu gebenden Spannung, weil bei übermäßiger Spannung sich sehr häufig Brüche der Säge einstellen. Zum Zwecke dieser Spannungsregelung ist die Schraube S angebracht, durch welche die Feder F nach Erfordern gespannt werden kann. Zur Befestigung der Feder und des oberen Führungsstückes dient der mit der Decke durch Streben B verbundene Stiel A, während der Tisch T zur Aufnahme des Arbeitsstückes vorgesehen ist.

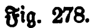
Fig. 277.



Häufig richtet man auch die Tischplatte dieser Sägen derartig verstellbar ein, daß ihr eine gewisse Neigung gegen den Horizont gegeben werden kann, wie in der Fig. 278 (a. f. S.) durch die Punktirung angedeutet ist. Hierbei ist das obere Gleitstück der Säge mit dem die Federkraft empfangenden Hebel H verbunden, und ein von diesem schwingenden Hebel bewegter Kolben in dem kleinen Luftcylinder L bewirkt vermittelst des Röhrchens r durch den austretenden Luftstrom das Fortblasen der gebildeten Sägespäne, um eine stete Führung des auszuschneidenden Holzes genau nach der auf demselben zuvor gemachten Vorzeichnung zu ermöglichen.

Man hat in neuerer Zeit auch Gattersägen zum Schneiden von Eisen und anderen Metallen im kalten Zustande ausgeführt. In Fig. 279 (a. S. 411) ist eine solche Kaltsäge von Craven & Bollé dargestellt. Der die Säge aufnehmende Rahmen R erhält seine auf- und niedergehende Bewegung in dem starken eisernen Gestelle G durch den um A schwingenden Hebel H mittelst der an dessen Ende angeschlossenen Schubstange S. Dieser Hebel wird in Schwingungen versetzt durch einen in dem Rade B angebrachten Kurbelzapfen K, der ein in dem Schlitze des Hebels H bewegliches Gleitstück erfaßt. Durch diese Anordnung, welche nach Th. III, 1

als ein oscillirendes Kurbelschleifengetriebe zu bezeichnen ist, wird erzielt, daß die Säge bei dem leeren Aufgange sich schneller bewegt, als bei dem Niedergange, während dessen das Schneiden erfolgt. In Betreff der Verhältnisse dieses Getriebes, welches auch bei anderen Arbeitsmaschinen, so z. B. bei den später zu besprechenden Hobelmaschinen, Verwendung findet, kann auf das in Th. III, 1 darüber Gesagte verwiesen werden. Die Arbeitsgeschwindigkeit dieser Metallsägen muß natürlich immer viel geringer gewählt werden, als die von Holzsägen, und es wird dem entsprechend durch die Zahnräder B und C eine Verlangsamung der Bewegung zwischen der Vorgelegswelle D und der Kurbel bewirkt. Das Arbeitsstück wird auf dem Schlitten T befestigt, welcher durch eine Schraubenspindel mittelst des Schalträdchens E eine absetzende Bewegung und zwar unmittelbar vor dem Niedergange der Säge erhält. Da die letztere oben übergehängt ist, so kommen dadurch alle Zähne gleichmäßig zur Wirkung. Von dieser Maschine wird angegeben, daß dieselbe innerhalb 15 Minuten eine Eisenschiene von 125 × 75 mm durchschneide, und daß das Durchschneiden durch irgend einen Querschnitt weniger Zeit erfordere, als zum Warmmachen der Stange behufs der Anwendung von Heißsägen erforderlich ist. Es werden daher diese Sägen besonders zum Durchschneiden eiserner Schienen, wie Träger, zum Ausschneiden von Blechen zu Rahmen, sowie Abschneiden der Angüsse von Gußgegenständen u. s. w. empfohlen.


Fig. 278.

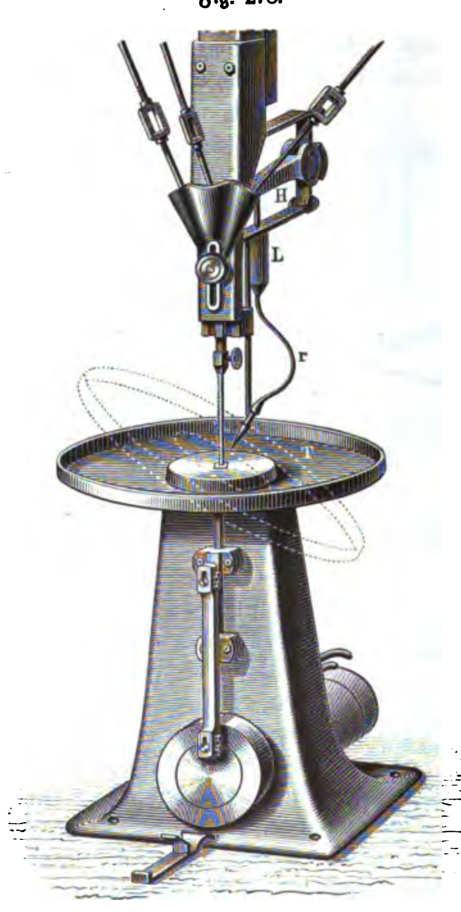


Fig. 279.

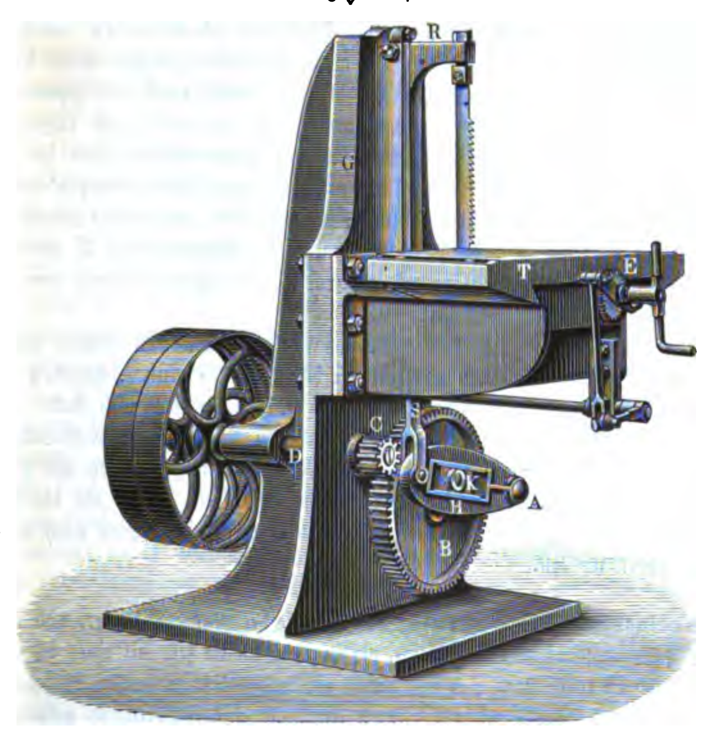
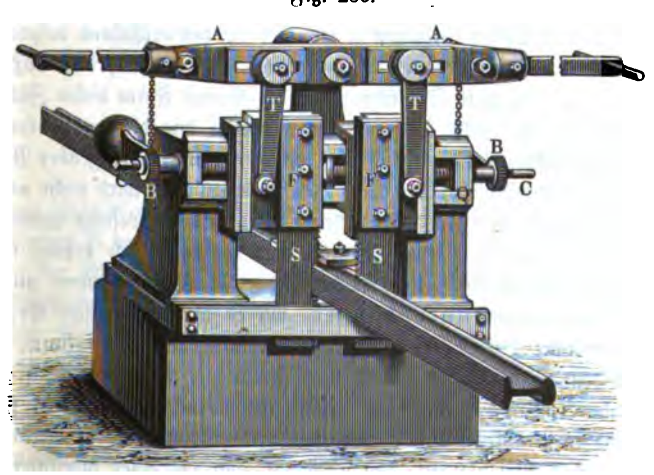


Fig. 280.



Hier mag auch der ebenfalls zum Durchschneiden von Metallen dienenden kleinen Kaltsäge von H. Ehrhardt in Düsseldorf gedacht werden, welche in Fig. 280 (a. v. S.) dargestellt ist. In dieser Maschine sind zwei kurze, daher billige Sägeblätter S in zwei Schlitten befestigt, welche durch den schwingenden Handhebel A mittelst der Schubstangen T eine auf- und abgehende Bewegung erhalten. Die Führungen F der Sägenschlitten sind in dem Querprisma Q wagerecht verschiebbar mittelst zweier Schraubenspindeln C, deren Muttern an den Führungsstücken befestigt sind, und welche durch den schwingenden Hebel A mittelst Kettchen und der Schalträdchen B eine absetzende Bewegung erhalten, so daß dadurch die festliegende Schiene von beiden Seiten durchgeschnitten wird.

Von den sonst noch für andere Materialien angewendeten Sägen mögen hier nur die Steinsägen erwähnt werden, wie sie zum Schneiden von Platten aus Sandstein, Marmor, Kalkstein u. s. w. in Gebrauch sind. Nur für die weichsten Steinarten sind hierbei Zahnsägen anwendbar, während für alle einigermaßen härteren Gesteine, wie Marmor, das Zertheilen mit Hülfe von Sand und Wasser geschieht, daher nicht sowohl ein Sägen als vielmehr ein Schleifen vorstellt. Auf diese Maschinen soll weiter unten noch näher eingegangen werden.

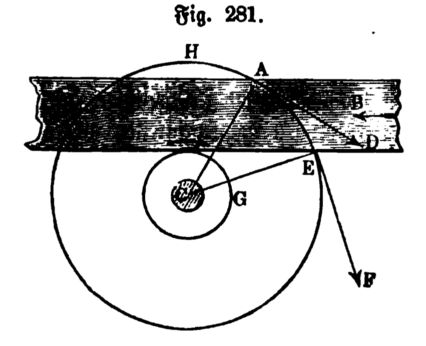
§. 82. **Kreissägen.** Eine Kreissäge besteht, wie der Name andeutet, aus einer ebenen Kreisscheibe von Stahlblech, die in ihrer Mitte fest mit einer zu ihrer Ebene genau senkrechten Axe verbunden ist, welche letztere wagerecht gelagert wird. Diese Scheibe ist am ganzen Umfange mit entsprechend geformten Zähnen versehen, welche bei der schnellen Umdrehung, die der Axe und der Scheibe ertheilt wird, das ihnen dargebotene Holz oder sonstige Material in ähnlicher Art in Späne verwandeln, wie dies bei den vorstehend besprochenen Blattsägen erkannt wurde. Es geht hieraus schon hervor, daß außer der geeigneten, auf eine gute Schneidwirkung berechneten Form dieser Zähne die genau ebene Beschaffenheit dieser Scheibe, ebenso wie die genau centrische und zur Axe rechtwinkelige Aufstellung derselben von hervorragender Wichtigkeit ist, denn jede Abweichung von diesen Bedingungen wird nicht nur eine breite Schnittfuge, also unnöthig vielen Holzverlust im Gefolge haben, sondern es wird auch der Kraftverbrauch dadurch wesentlich erhöht werden. Ein großer Uebelstand entsteht ferner in der Regel aus einem auch nur geringen sogenannten Unrundlaufen, wie es in mangelhafter Kreisform oder excentrischer Befestigung der Säge seinen Grund haben kann, ebenso wie aus dem Schwanken einer nicht genau zur Axe senkrecht stehenden Säge dadurch, daß die Säge sich erhitzt und warmläuft, wodurch sie ihre Härte und in der Regel auch ihre ebene Form einbüßt. Es ist daraus klar, daß ein solches Warmlaufen, das übrigens auch bei einer tadellosen Säge

leicht durch unvorsichtige Behandlung, namentlich durch unverständig starken Vorschub des Holzes herbeigeführt werden kann, eine Kreissäge vollständig unbrauchbar machen kann, und man wird daher auf die sorgfältige Erfüllung der angeführten Bedingungen bei jeder Kreissäge immer den größten Werth legen müssen.

Die Kreissägen zeichnen sich vor den vorstehend besprochenen Gattern durch ihre große Einfachheit, sowohl hinsichtlich der Einrichtung wie des Betriebes aus. Da sie ferner ununterbrochen arbeiten, so ist ihre Leistungsfähigkeit beträchtlich größer als die der Gattersägen, welche immer nur während der halben Zeit ihres Betriebes nützliche Arbeit verrichten können, wozu noch der Umstand kommt, daß die Geschwindigkeit des Gatters wegen der Eigenthümlichkeit der Kurbelbewegung in der Nähe der todten Punkte viel geringer ist, als in der mittleren Stellung, für welche man die höchstens zulässige Arbeitsgeschwindigkeit der Säge anordnen kann. Diese Umstände haben den Kreissägen eine große Beliebtheit verschafft, und wenn dieselben die Gatter dennoch nicht gänzlich zu verdrängen vermocht haben, so ist der Grund hierfür darin zu suchen, daß den Kreissägen andererseits wieder gewichtige Nachtheile anhaften.

Zunächst ist es deutlich, daß die Bedingungen für die Erzielung einer guten Arbeitsleistung bei den Kreissägen nicht wie bei den Gattern für die verschiedenen Punkte des zu zerlegenden Holzblockes gleich gut erfüllt werden können. Während nämlich eine Gattersäge alle Fasern des Holzes in einer zum Faserlaufe nahezu senkrechten Richtung durchschneidet, so wirken die Zähne der Kreissäge um so mehr schräg gegen diese Richtung, je weiter der zu bearbeitende Theil des Holzes von der Mitte der Kreissäge entfernt bleibt, wie man dies aus Fig. 281 sogleich erkennt.

Fig. 281.



Stellt hierbei B den zu schneidenden Block vor, so wird die in A befindliche Faser in der Richtung AD senkrecht zu AC bearbeitet, während die Bewegungsrichtung in E durch die zu EC senkrechte Gerade EF gegeben ist. Da in der Mitte der Kreissäge behufs deren Befestigung auf der Axe die Befestigungsscheiben G erforderlich sind, welche an dieser Stelle natürlich die Vorbeiführung des Holzes ausschließen, so ergiebt sich, daß auch die unterste Faser bei E in einer erheblich gegen die Normale zu ihrem Laufe geneigten Richtung geschnitten wird, und daß nur bei sehr dünnen Hölzern

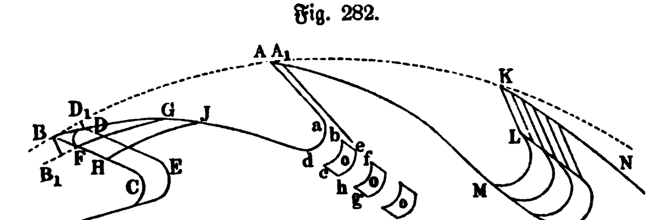
diese Richtungen für verschiedene Fasern annähernd übereinstimmen. Würde das Holz eine Dicke bis zum Scheitel H haben, so würden die Sägenzähne die äußerste Faser sogar in einer mit ihrem Laufe übereinstimmenden Richtung bearbeiten. Hieraus ergiebt sich, warum die Schnittfläche durch Kreissägen niemals so schön hergestellt werden kann, wie durch Gattersägen, daß vielmehr die Rauhigkeit der Schnittfläche, wenigstens bei weichen Hölzern, in dem Maße zunimmt, wie die Punkte nach außen gelegen sind, da erfahrungsmäßig zur Erzielung sauberer Schnittflächen eine zum Faserlauf senkrechte Bewegung der Säge im Allgemeinen die beste ist.

Die Fig. 281 läßt auch ohne Weiteres erkennen, daß die Dicke des durch eine Kreissäge zu zerlegenden Holzblockes bei einem bestimmten Durchmesser der Kreissäge beschränkt ist, und man wird annehmen dürfen, daß diese Dicke höchstens $\frac{1}{3} d$ zu setzen ist, unter d den Durchmesser der Kreissäge verstanden, da man wegen der gedachten Befestigungsscheiben die untere Fläche des Blockes der Mitte nicht mehr als bis etwa $\frac{1}{6} d$ wird nähern können. Um daher einen Block von der Dicke h zu zerlegen, bedarf man einer Kreissäge von mindestens $3 h$ Durchmesser; in den meisten Fällen wird man diesen Durchmesser aber noch erheblich größer annehmen, nicht nur wegen der besagten ungünstigen Wirkung im Scheitel, sondern auch mit Rücksicht auf die durch wiederholtes Schärfen der Säge eintretende Verkleinerung derselben. Kreissägen von großen Durchmessern zeigen nun aber mancherlei Uebelstände. Abgesehen davon, daß die Herstellung, namentlich die gleichmäßige Härtung großer dünner Scheiben mit nicht unerheblichen Schwierigkeiten und daher Kosten verknüpft ist, müssen große Scheiben der nöthigen Steifheit wegen auch in entsprechend großer Dicke ausgeführt werden, womit wiederum ein beträchtlicher Holzverlust in Folge der breiten Schnittfuge verbunden ist. Dieser Umstand allein ist schon genügend, um bei den hohen Holzpreisen in Deutschland und überhaupt dem größten Theile von Europa die Kreissäge als Werkzeug zum Schneiden dickerer Hölzer als unvortheilhaft erscheinen zu lassen, während man in Amerika, wo dieser Umstand weniger, dagegen die Einfachheit und große Leistungsfähigkeit um so mehr ins Gewicht fällt, Kreissägen zum Schneiden der Bretter, auch aus dicken Stämmen, sehr viel verwendet. Bei uns dagegen beschränkt sich der Gebrauch der Kreissägen meistens auf die Verarbeitung dünnerer Hölzer, also z. B. auf das Besäumen von Brettern, das Schneiden von Latten aus diesen u. s. w.

In Betreff der Sägenzähne von Kreissägen lassen sich ähnliche Bemerkungen anführen, wie oben für Gattersägen geschehen. Nur pflegt man den Winkel der Zahnspitzen hier meistens kleiner zu wählen, in der Regel zwischen 30 und 40°, womit natürlich der Vortheil eines geringeren Wider-

standes verbunden ist. Auch bei den Kreissägen ist eine ganz besondere Sorgfalt auf gute und zweckentsprechende Schärfung der Zähne zu verwenden, mehr noch, als bei den Blattsägen, weil, wie aus den folgenden Betrachtungen sich ergeben wird, eine unzweckmäßige Schärfung eine sehr schnelle Verringerung des Sägendurchmessers und daher einen schnellen Verschleiß des theuren Blattes zur Folge haben kann. Es stelle Fig. 282 einige Zähne einer Kreissäge vor, und es werde angenommen, daß die Zähne durch den Gebrauch abgestumpft seien, wodurch die ursprünglich scharfe Kante A eine Abrundung erfahren haben möge, wie in der Figur bei B angedeutet ist. Man kann dann die scharfe Kante wieder herstellen, entweder durch Bearbeitung der unteren Fläche BC nach der Linie DE, oder durch Abfeilen der oberen Fläche BG nach der Linie FG. Die letztere Art des Schärfens erfordert zwar nur die Beseitigung einer geringeren Menge des harten Materials, und ist daher mit weniger Aufwand an Zeit und den theuren Sägefeilen zu erzielen, eine solche Schärfungsart ist aber immer verwerflich, und man soll die Schärfung niemals anders

Fig. 282.



als durch Bearbeitung der unteren Fläche BC vornehmen. Es ergiebt sich nämlich durch einfache Betrachtung der Figur, daß bei einer Bearbeitung der äußeren Fläche BG die neu erhaltene Spitze des Zahns nach F gelangt, der Halbmesser des Sägenblattes daher um BB_1, also um viel mehr verringert wird, als bei einer Bearbeitung der inneren Zahnfläche BC, welche die neue Spitze in D, also die Verkleinerung des Halbmessers um nur D_1D ergiebt. Abgesehen hiervon erhält man aber auch durch Schärfen von außen mehr und mehr unzweckmäßige und schließlich ganz unbrauchbare Zahnformen, wie dies z. B. der Fall ist, sobald durch wiederholtes Schärfen der Zahn eine Form HJ angenommen hat, welche in dem hinteren Punkte J einen größeren Abstand von der Mitte hat, als in dem vorderen zum eigentlichen Angriffe dienenden Punkte H.

Die Wichtigkeit des Schärfens der Zähne an deren unterer oder innerer Fläche geht hieraus zur Genüge hervor, und damit man hierbei nicht genöthigt ist, eine erhebliche Menge des Stahls durch Abfeilen zu beseitigen, hat man verschiedene Anordnungen getroffen, welche ermöglichen, die gehörige

Schärfe eines Zahns durch einige wenige Feilstriche immer wieder herzustellen. Eine dahin zielende Anordnung ist bei dem Zahne *A* angedeutet, dieselbe besteht in der Anbringung einer Anzahl von Durchbrechungen *O*, welche im Allgemeinen parallel mit der Außenfläche des Zahns verlaufen. Wird ein Schärfen erforderlich, so kann man das Stück *abcd* mit dem Meißel leicht entfernen, worauf man nur die Bearbeitung des geraden Stückes *Aa* nöthig hat, bis durch wiederholtes Schärfen der Zahn bis zu der Form $A_1 f$ gebracht ist, worauf man in gleicher Weise den folgenden Steg *efgh* heraushauen kann. Diese Durchbrechungen gewähren auch wohl einzelnen Sägespänen Aufnahme, doch kann dies nur in sehr geringem Maße, nämlich nur für die Späne gelten, welche wegen der Schränkung der Zähne aus der Zahnlücke *AadD* seitlich nach hinten zurücktreten, dagegen wird durch die Durchbrechungen ein bestimmter Luftwiderstand erzeugt, welcher bei der immer sehr großen Geschwindigkeit des Sägeblattes nicht unerheblich sein kann. Auch wird durch die vielen in dem Blatte angebrachten Durchbrechungen die Steifigkeit desselben verringert, ganz abgesehen davon, daß diese Durchbrechungen, welche in der Regel durch Stanzen erzeugt werden, leicht Veranlassung zur Entstehung von Sprüngen oder Rissen in dem Blatte geben können.

Man hat daher vielfach ein anderes zweckmäßigeres Mittel angewendet, um die Feilarbeit auf den kleinstmöglichen Betrag herabzuziehen. Hierbei giebt man der Zahnlücke, wie bei *LM* angegeben ist, im Grunde eine cylindrische Aushöhlung, welche durch eine kleine Stahlfräse leicht mittelst eines einfachen Werkzeuges weiter vertieft werden kann, wenn solches nöthig wird. In Folge hiervon hat man nur die kleine Fläche *KL* mit der Feile zu bearbeiten, so daß man schnell die erforderliche Schärfe erhält. Die gedachten Werkzeuge sind so eingerichtet, daß die von Zeit zu Zeit damit vorzunehmende Austiefung des Grundes der Lücke in der Richtung der äußeren Zahnfläche *KN* erfolgt, wie in der Figur angedeutet ist. Diese Art des Schärfens, welche namentlich in den Sägewerken der Vereinigten Staaten Nordamerikas vielfach angewendet wird, muß als eine sehr zweckmäßige bezeichnet werden.

Man hat auch, ebenfalls hauptsächlich in Amerika, die Kreissägen mit besonders in das Blatt eingesetzten Zähnen versehen, welche bei eingetretener Abnutzung durch neue ersetzt werden können. In Fig. 283 ist mit *A* ein solcher Zahn für sich allein bezeichnet, während *B* den in das Blatt *C* eingesetzten Zahn vorstellt. Die Sitzfläche der Zähne in dem Blatte ist etwas schräg oder conisch gearbeitet, so daß der Zahn von der weiten Oeffnung aus leicht eingebracht werden kann, worauf die Befestigung durch einen schwachen Nietbolzen *D* erfolgt. Derartige Zähne erfordern zur genügenden Befestigung eine erhebliche Dicke des Blattes, so daß diese

Ausführung nur für große Blätter geeignet erscheint, welche eine Stärke von 4 bis 5 mm haben; in Deutschland werden solche Kreissägen aus den schon angeführten Gründen so gut wie gar nicht angewendet.

Anstatt die Zähne der Kreissägen zu schränken, führt man dieselben auch wohl so aus, daß sie an der schneidenden Kante eine größere Dicke erhalten, als unmittelbar hinter derselben. Bei den eingesetzten Zähnen wird dies durch die Form derselben von selbst erreicht, bei den gewöhnlichen durch das Blatt gebildeten Zähnen dagegen verwendet man kleine meißelförmige Stauchapparate, welche, über die Zahnspitzen gesetzt und durch Hammerschläge angetrieben, die gewünschte Verbreiterung der Zähne an der schneidenden Kante hervorrufen.

Der Vorschub des Holzes gegen die Kreissäge findet wegen der stetigen Wirkung derselben natürlich unausgesetzt statt, und zwar dient hierbei für dickere Hölzer in der Regel ein Wagen, welcher, wie bei den Gattern, mittelst

Fig. 283.



einer Zahnstange vorgeschoben wird. Auch Walzen hat man zum Vorschieben angewendet, und für gewisse Fälle selbst endlose Ketten dazu benutzt. Für geringere Holzdicken wird auch häufig das Vorschieben des Holzes durch die Hand bewirkt, sei es, daß das Holz dabei auf einem besonderen leichten Wagen oder Schlitten ruht, oder unmittelbar auf dem Tische gleitet. Bemerkenswerth ist noch die Anwendung der Kreissäge zum Querschneiden der Hölzer, z. B. in Sägemühlen zum Zerlegen der langen Stämme in kürzere Sägeblöcke, indem hierbei das Holz ganz fest liegt und die Säge gegen dasselbe geführt wird, wozu in der Regel eine eigenthümliche Pendelaufhängung der Säge gewählt wird.

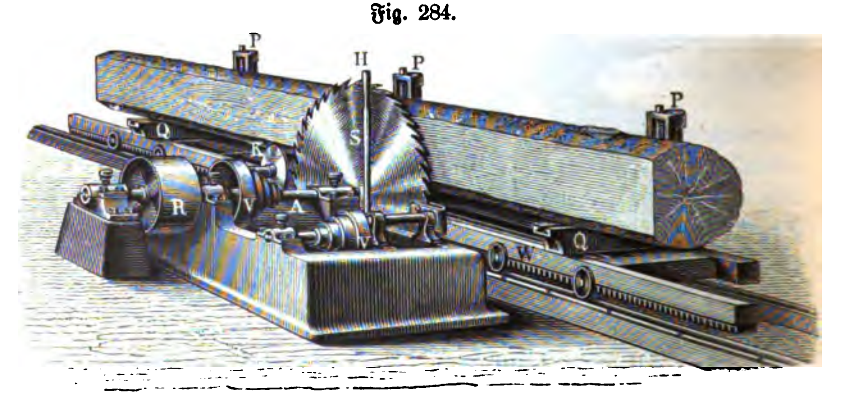
Auch für Eisen und überhaupt Metalle hat man die Kreissäge behufs der Trennung verwendet, und zwar sowohl als Kaltsäge mit langsamer Bewegung, wie auch als Heißsäge, welche viel schneller gedreht wird. Man bedient sich der letzteren z. B. in den Eisenwalzwerken, um die von den Walzen kommenden Schienen in dem rothwarmen Zustande, in welchem sie

sich befinden, unmittelbar in Stücke von der richtigen Länge zu schneiden. Hierzu hat man auf der Sägenaxe zwei oder zuweilen drei gleich große Kreissägen in genau bestimmten Abständen von einander angebracht, und führt denselben die auf einen langen Schlitten gelegte Eisenschiene zu.

Die Kreissägen werden außer für Holz auch für Horn, Elfenbein u. s. w. vielfach verwendet, außerdem finden sie zu mancherlei anderen Zwecken als gerade zum Trennen, Anwendung, z. B. zum Schneiden von Zapfen und zur Herstellung von Nuthen; in dem letzteren Falle gehören sie nicht mehr zu den Maschinen, welche eine Zertheilung bewirken, sondern sie sind den Maschinen zur Formänderung durch Materialentnahme beizuzählen. Die hauptsächlichsten Ausführungsarten von Kreissägen sollen im folgenden Paragraphen angeführt werden.

§. 83. **Verschiedene Kreissägen.** Die Fig. 284 stellt eine größere Kreissäge von 1 bis 1,5 m Durchmesser aus der Fabrik von E. Kirchner vor,

Fig. 284.

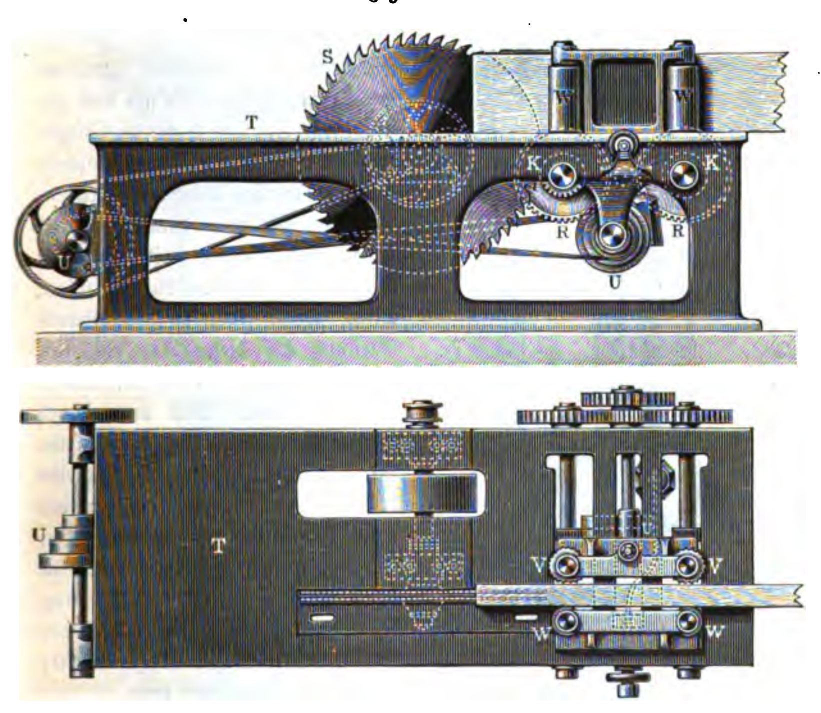


wie sie verwendet wird, um die Stämme in Bauhölzer, Pfosten und Bretter zu zerlegen. Die sorgfältig gelagerte durch die Riemscheibe R angetriebene Welle A trägt am freien Ende das Sägeblatt S, zu dessen Seite der mit Zahnstange zum Vorschub versehene Wagen W befindlich ist. Auf demselben wird der Block durch drei Aufspannvorrichtungen P befestigt, welche auf den Querschienen Q einer gleichzeitigen Verstellung gegen die Säge befähigt sind, und zwar geschieht die gleichmäßige Verstellung aller drei Blockhalter in genau gleichem Betrage durch eine gemeinsame Längswelle. Das Vorgelege mit den Stufenscheiben V gestattet eine vierfach verschiedene Vorschiebegeschwindigkeit durch Versetzung des betreffenden Betriebsriemens, während der Hebel H dazu dient, den Rücklauf des Wagens nach geschehenem Schnitt einzuleiten. Die hinter der Säge angebrachte Keil- oder Spalt-

scheibe K hat den Zweck, das geschnittene Brett von dem Blocke abzudrängen, um ein Klemmen des Blattes möglichst zu vermeiden.

Wie der Vorschub durch Walzen bei Kreissägen angeordnet werden kann, zeigt die durch Fig. 285 dargestellte Maschine von Robinson in Rochdale. Der Block liegt hierbei mit seiner unteren ebenen Fläche auf dem gußeisernen Tische T, aus welchem die Kreissäge S mit dem außerhalb der Befestigungsscheiben freien Theile herausragt. Das Vorführen des bei der vorliegenden

Fig. 285.



Maschine hochkantig gestellten Bohlenstückes B, welches hierbei durch zwei neben einander auf der Axe befindliche Sägen gleichzeitig in drei dünnere Bretter zerlegt werden soll, geschieht mittelst der zwei Walzenpaare W und V, indem die Walzen V die Bewegung durch die Stirnräder R und Kegelräder K erhalten, während die Walzen W als Druckwalzen dienen. Die Veränderung der Vorschiebegeschwindigkeit wird auch hier durch das Stufenscheibenvorgelege U ermöglicht.

Eigenthümlich ist der Vorschub des Blockes bei der Säge von Worßam, Fig. 286 (a. f. S.), welche zum Schneiden von Eisenbahnschwellen

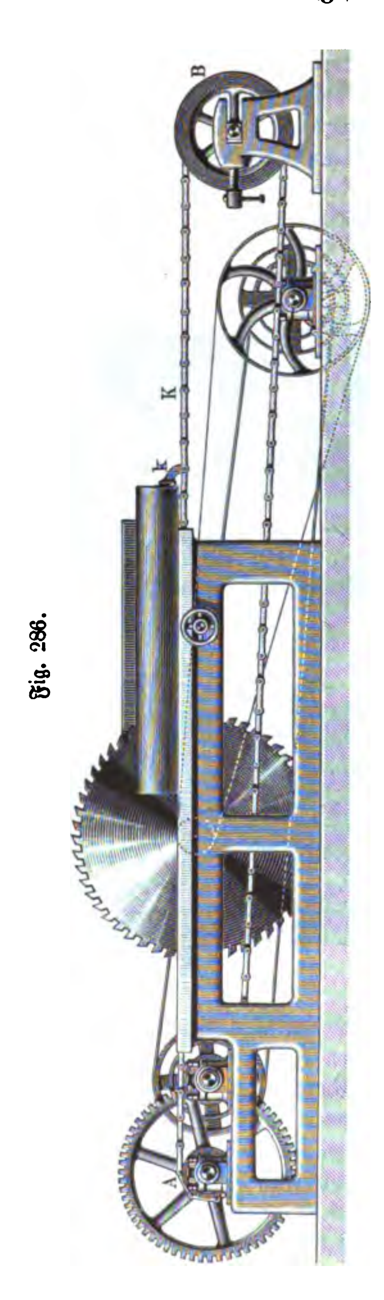


Fig. 286.

dient. Die Vorschiebung vermittelt hierbei eine endlose Kette K, welche, über die beiden Kettenrollen A und B geführt, durch die ununterbrochene Umdrehung von A in stetiger Bewegung erhalten wird. Der obere Strang dieser Kette bewegt sich in einer Furche des Tisches unter dem Blocke, welcher von der Kette mittelst eines über einen Bolzen derselben gehängten Klobens k vorwärts getrieben wird. Der Kloben läßt sich nach geschehenem Schnitte leicht aushängen und von Neuem zum Vorwärtsschieben des folgenden Blockes verwenden. Derartige Maschinen zum Schwellensägen sind häufig mit mehreren Sägen auf derselben Axe versehen, welche wegen ihrer unverrückbaren Stellung auf dieser Axe natürlich immer Hölzer von ganz bestimmter Dicke schneiden. Will man jedoch zwei Sägen gleichzeitig auf dasselbe Brett wirken lassen, um dasselbe beiderseits zu besäumen, so hat man die beiden zu verwendenden Kreissägen auf gesonderte Axen zu setzen, so daß man die Entfernung der Sägen von einander je nach der Breite der zu besäumenden Bretter entsprechend verändern kann.

Auch vermittelst eines Seiles hat man den Vorschub des Blockes erzielt, und zwar in einfacher Art durch ein auf eine langsam umgedrehte Trommel sich wickelndes Seil, dessen freies Ende unmittelbar an dem Ende des Blockes befestigt ist.

Eine Pendelsäge zum Durchschneiden der Stämme zeigt Fig. 287 nach der Ausführung von Kirchner.

Der an seinem unteren Ende die Lager der Sägenwelle aufnehmende Pendelarm A ist an der Welle des Deckenvorgeleges V drehbar aufgehängt, wodurch erreicht wird, daß der von dieser Welle durch die Riemscheiben R_1 und R_2 auf die Säge übertragene Betrieb eine Störung nicht erleidet, sobald der Pendelarm an der Handhabe H angezogen wird. Daß bei einer in dieser Art erzeugten Seitenbewegung der Säge der unter derselben liegende Block durchschnitten wird, ist ohne Weiteres klar, ebenso wie sich daraus ergiebt, daß die Stärke des zu theilenden Blockes von dem Durchmesser der Kreissäge abhängig ist.

Fig. 287.



Bei der vorgedachten Säge, welche übrigens nicht bloß für Blöcke, sondern auch zum Ablängen von Brettern u. s. w., z. B. bei der Kistenerzeugung, vortheilhafte Verwendung findet, geschieht die Vorführung der Säge, wie bemerkt, durch die Hand des Arbeiters; wie man bei solchen Quersägen den Vorschub selbstthätig machen kann, wird aus Fig. 288 (a. f. S.) ersichtlich. Hier ist die Sägenwelle in dem oberen Ende des aufrechtstehenden Pendels P angebracht, welches Pendel mittelst der Schubstange T die erforderliche schwingende Bewegung erhält. Um einen schnellen Rückgang zu erzielen, wird dabei die oscillirende Kurbelschleife angewendet. Die Kurbel K erhält hier ihre langsame Umdrehung durch Vermittelung eines doppelten Rädervorgeleges und der beiden Stufenscheiben U, von denen die eine auf der Betriebswelle der Säge angebracht ist.

Zum Schneiden der Fournire hat man ebenfalls Kreissägen verwendet. Dieselben bestehen, abweichend von den bisher besprochenen, nicht aus einem einzigen Stücke, sondern sie werden aus sehr vielen dünnen Sectoren von Stahlblech zusammengesetzt, welche mit versenkten Schräubchen an eine große aus einem gußeisernen Armkreuz und einem Holzbelag gebildete Scheibe gesetzt werden. Diese Scheibe, welche man in Durchmessern von 3 bis

5 Meter ausführt, ist einerseits da, wo die Sägenblättchen angesetzt werden, von ebener Form, und es wird an dieser Seite der Holzblock vorübergeführt,

Fig. 288.

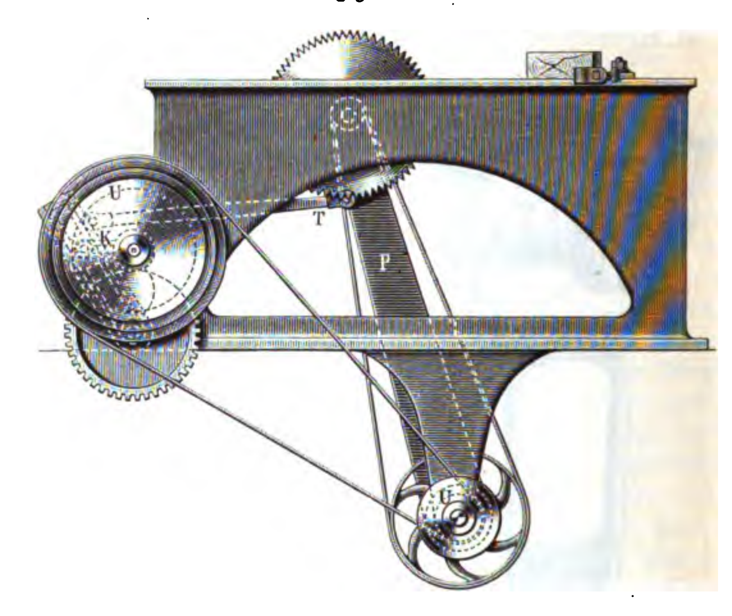
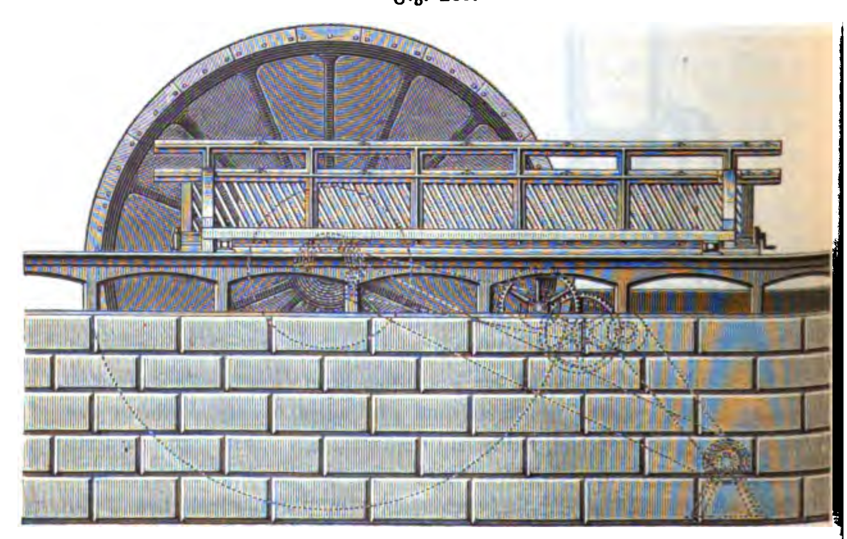


Fig. 289.



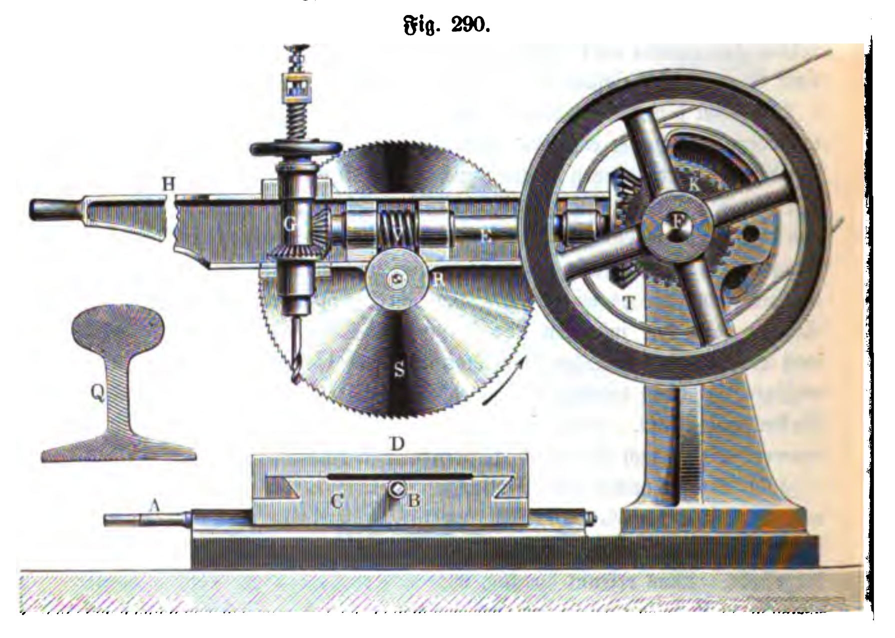
zu dessen Aufnahme ein Wagen auf einer sehr sicheren und festen Bahn geführt wird. Auf der Rückseite hat man der Scheibe die Form einer flachen Kugelcalotte gegeben, welche sich ohne Ansatz möglichst scharf an den Sägenrand anschließt. Diese Form ist erforderlich, um dem geschnittenen Fournir die Möglichkeit zu geben, sich hinterhalb der Säge in gehöriger Art abzubiegen, und es ergiebt sich hieraus, daß diese Art der Sägen sich überhaupt nur zum Schneiden so dünner und biegsamer Blätter, wie die Fourniere sind, eignen kann. Bei diesen Sägen ist wegen des großen Durchmessers und der beträchtlichen Umfangsgeschwindigkeit sowohl, wie wegen der feinen damit angestrebten Arbeit eine außerordentlich sichere Fundirung und genaue Ausführung aller Theile von hervorragender Bedeutung. Die Skizze einer derartigen Kreissäge für Fournire ist in Fig. 289 gegeben.

Wie schon bemerkt, werden die Kreissägen auch für Eisen und zwar im rothwarmen Zustande desselben dann verwendet, wenn das Eisen sich schon von der vorhergegangenen Bearbeitung her in diesem Zustande befindet, wie z. B. in den Walzwerken. Hier gewähren diese Kreissägen ein bequemes und häufig angewandtes Mittel zum Ablängen der gewalzten Schienen und Träger. Die Einrichtung solcher Sägen bietet etwas besonders Bemerkenswerthes nicht dar; es wurde schon angeführt, daß hierbei in der Regel die Schiene gegen die in festen Lagern laufende Säge gedrückt wird, und es mag noch angeführt werden, daß man meistens die Säge vor einer übermäßigen Erhitzung dadurch sichert, daß man sie mit dem unteren Theile in Wasser laufen läßt. Auch Pendelsägen mit directem Dampfbetrieb sind in neuerer Zeit vielfach hierfür in Verwendung gekommen.

Zum Durchschneiden der Eisenstangen im kalten Zustande hat man in neuerer Zeit mit großem Vortheil ebenfalls die Kreissägen verwendet. Eine solche Kaltsäge von H. Ehrhardt in Düsseldorf ist in Fig. 290 (a. f. S.) dargestellt. Man erkennt hieraus, wie die Kreissäge S durch die Schraube ohne Ende V, welche in ein auf der Sägenaxe sitzendes Schneckenrad R eingreift, eine sehr langsame Bewegung (8 Umdrehungen in der Minute) von der Riemscheibe T durch Vermittelung der Kegelräder K erhält. Die zu durchschneidende Schiene ist auf dem Schlitten D des unter der Säge befindlichen Supportes befestigt, welcher im Wesentlichen mit dem bei den Drehbänken üblichen Untersatze der sogenannten Kreuzsupporte übereinstimmt. Durch die in zu einander senkrechten Richtungen vermittelst der beiden Schrauben A und B beweglichen Schlitten C und D kann das zu bearbeitende Stück genau in die erforderliche Lage gebracht werden, welche es während des Schneidens unverändert beibehält. Der Vorschub der Säge erfolgt hierbei nach Maßgabe des Eindringens derselben in das Arbeitsstück einfach durch die Wirkung eines auf dem Hebel H angebrachten Belastungsgewichtes, indem zu dem Ende dieser Hebel, welcher die Lager der Schraubenwelle E

aufnimmt, mit einem Auge um die Triebwelle F schwingen kann. Der Eingriff der Kegelräder K wird hierdurch offenbar nicht beeinflußt. Diese Art des Vorschubes durch eine unveränderliche Kraft bietet gewisse Vorzüge dar, welche gerade bei der vorliegenden Verwendungsart von Bedeutung sind. In Folge der constanten Belastung der Säge wird dieselbe nämlich bei einem veränderlichen Querschnitte des zu durchschneidenden Arbeitsstückes derartig verschieden schnell vorschreiten, daß der zu überwindende Widerstand nahezu unveränderlich bleibt, d. h. die Säge wird an dünneren Stellen schneller, an dickeren Stellen langsamer eindringen, wie dies durch die Schraffirung

Fig. 290.



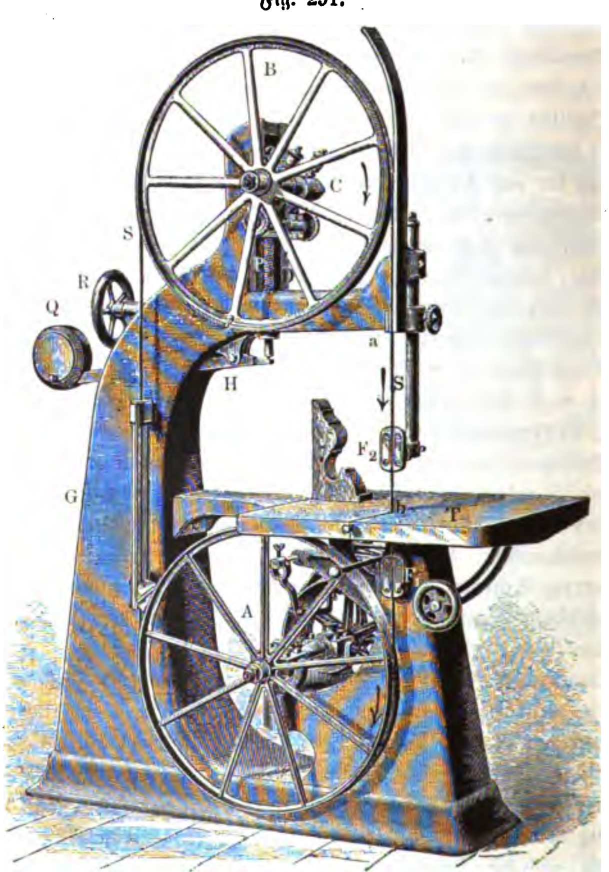
der bei Q gezeichneten Eisenbahnschiene angedeutet wird. Würde man dagegen auch hier, wie bei allen bisher besprochenen Vorschiebeeinrichtungen, die Geschwindigkeit der Vorschiebung auf einem bestimmten Betrage constant erhalten, so würde natürlich der zu überwindende Widerstand in gleichem Verhältnisse, wie die zu durchschneidenden Querschnitte, veränderlich sein. Aus diesem Grunde wendet man auch sonst bei manchen Arbeitsmaschinen, z. B. bei den später zu besprechenden Bohrmaschinen, zuweilen einen in ähnlicher Weise mit constantem Drucke arbeitenden Vorschiebemechanismus an. Die in der Figur bei G angegebene senkrechte Spindel dient dazu, das besprochene Werkzeug gleichzeitig auch zum Bohren verwendbar zu machen.

Bandsägen. Wenn man die Enden eines langen und dünnen, daher §. 84. sehr biegsamen Sägeblattes mit einander vereinigt denkt, so daß das Ganze die Gestalt eines cylindrischen Ringes annimmt, so erhält man das mit dem Namen einer Bandsäge bezeichnete Werkzeug, welches vielfach zum Zerschneiden der Hölzer Verwendung findet. Dieses Band wird wie ein Betriebsriemen über zwei Scheiben oder Rollen gelegt, und es erhält unter der Voraussetzung einer hinreichenden Anspannung durch die Umdrehung einer dieser Scheiben eine ebensolche unausgesetzte Bewegung wie ein Riemen. Daher kann das Blatt in den geradlinig bewegten Strecken zwischen den beiden Scheiben zum Schneiden benutzt werden. In der Regel ordnet man die beiden Scheiben in einer senkrechten Ebene über einander an und benutzt das Blatt an der Stelle zum Schneiden, wo seine Bewegung abwärts gerichtet ist, so daß der von der Säge auf das Holz ausgeübte Druck von der Tischplatte aufgenommen wird, die dem Holze zur Unterstützung dient. Wagerechte Bandsägen sind wenig verwendet worden, dieselben leiden an dem Uebelstande, daß ein Durchhängen des Blattes durch sein eigenes Gewicht veranlaßt wird, welchem man nur durch eine verschärfte Spannung des Blattes theilweise entgegen wirken kann.

Die Einrichtung einer Bandsäge der gebräuchlichen Ausführung zeigt die Fig. 291 (a. f. S.), welche dem Preisverzeichnisse der Maschinenfabrik von Bentel, Margedant & Co. in Hamilton, Ohio, entnommen ist. Ueber die in dem kräftigen Hohlgußgestelle *G* gelagerten Scheiben *A* und *B* ist das Sägeband *S* gelegt, so daß der bei der Bewegung der Scheiben in dem Sinne des Pfeils niedergehende Theil *ab* das auf dem Tische *T* ruhende Holz durchschneidet. Die Bewegung erfolgt bei diesen Sägen immer von der unteren Scheibe *A* aus, während die obere Scheibe *B* durch das Blatt wie durch einen Riemen mitgenommen wird. Damit dies und nicht etwa ein Gleiten des Bandes auf den Scheiben eintrete, wird dem Blatte vermittelst des Hebels *H* und des Gewichtes *Q* eine genügend starke Spannung ertheilt, zu welchem Zwecke nämlich die obere Scheibe *B* in einem Schlitten *C* gelagert ist, der sich an der Führung *D* des Gestelles verschieben kann. Diese Anordnung der Spannvorrichtung gewährt nicht nur den Vortheil einer leichten Veränderung der zu erzielenden Spannung durch die Versetzung des Belastungsgewichtes *Q* oder des Hebeldrehpunktes *H*, sondern ermöglicht auch die Erzielung einer unveränderlichen, von der Ausdehnung des Blattes durch seine Erwärmung unabhängigen Spannung. Der Lagerschlitten *C* stützt sich auf das kurze Ende des Hebels vermittelst einer Schraubenspindel *P*, deren Umdrehung von dem Handrade *R* aus mit Hülfe eines geeigneten Kegelräderpaares geschehen kann. Da die Schraubenspindel ihre Mutter fest an dem Lagerschlitten *C* erhält, so gestattet die gedachte Einrichtung eine Veränderung des Axenabstandes zwischen den beiden Schei-

ben, was für die praktische Verwendbarkeit der Säge von erheblicher Bedeutung ist. Da nämlich nicht selten ein Reißen des Sägeblattes stattfindet, und ein Zusammenlöthen der Enden immer mit einer gewissen Verkürzung der Säge verbunden ist, so hat man in der gedachten Verstellbarkeit des oberen Scheibenlagers ein Mittel, die Sägeblätter möglichst lange zu verwenden, ehe eine Auswechselung durch neue nöthig wird.

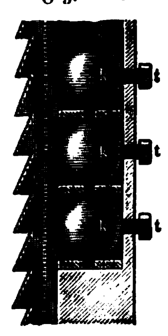
Fig. 291.



Damit das dünne Blatt durch den Druck des auf dem Tische T dagegen gepreßten Holzes möglichst wenig aus der geraden Richtung abgelenkt werde, dienen die Führungen F_1 und F_2, von denen die erstere unmittelbar unter dem Tische unverrückbar fest angebracht ist, während die obere F_2 einer senkrechten Verstellung befähigt ist, die es ermöglicht, diese Führung stets bis dicht über das zu schneidende Arbeitsstück herabzusetzen.

Als Führungsstücke verwendet man entweder einfache Gleitlager, welche mit einer Rinne versehen sind, in denen das Blatt sowohl seitlich wie auch am Rücken seine Führung findet, oder man bedient sich wohl kleiner Rollen, die durch die Reibung des Blattes mitgenommen werden, um den Gleitwiderstand des schnell bewegten Bandes und die damit verbundene starke Abnutzung zu umgehen. Da bei der Anwendung einer solchen Reibrolle sehr bald in den Umfang derselben durch das dünne harte Sägeblatt eine Rinne eingeschliffen wird, so hat man bei den Maschinen von Bentel, Margedant & Co. eine etwas andere Einrichtung gewählt, wovon die Fig. 292 eine Erläuterung giebt. Hier sind in eine cylindrische Bohrung des Führungsgestelles mehre gehärtete Stahlkugeln k mit zwischen denselben liegenden Scheibchen s von demselben Durchmesser wie die Kugeln eingelegt, welche Scheibchen in der Mitte mit kleinen Durchbohrungen versehen sind, so daß deren Ränder den Kugeln zur Stütze dienen. Das Sägeblatt tritt durch einen Längsschlitz des Gestells in die cylindrische Büchse ein und mit seiner hinteren geraden Kante dicht an die Kugeln heran, welche auf der entgegengesetzten Seite durch Stellschrauben t gehalten werden. Durch die Reibung des Sägeblattes werden diese Kugeln ebenso wie die vorerwähnten Führungsrollen umgedreht, das Einschleifen einer Rille indessen wird durch die Kugelgestalt verhindert. Indem nämlich die hinteren Stellschrauben in geringem Grade excentrisch, d. h. außerhalb der Ebene des Sägeblattes angeordnet sind, erfolgt die Drehung durch das Sägeblatt nicht nur um eine zu demselben senkrechte, sondern gleichzeitig noch um eine mit dem Blatte parallele Axe der Kugeln, so daß in Folge dieser beiden Drehungen alle Theile des Kugelumfanges allmälig mit dem Sägeblatte in Berührung kommen, das Einschleifen von Rillen daher weniger leicht stattfinden kann.

Fig. 292.



Für die Spannungsverhältnisse der Bandsägen gelten ähnliche Betrachtungen, wie sie für die Betriebsriemen in Th. III. 1 angestellt worden sind. Bezeichnet man mit W den Widerstand, welchen die Säge an der Schnittstelle im Holze findet, so gilt für die Spannungen des Blattes S_1 in dem niedergehenden und S_2 in dem aufgehenden Theile die Beziehung $W = S_1 - S_2$, wenn von den Bewegungswiderständen der Zapfen abgesehen wird. Damit nun ferner ein Gleiten des Bandes auf den Scheiben nicht eintrete, muß die Reibung am Umfange dieser Scheiben größer sein, als der zu überwindende Nutzwiderstand W. Diese Reibung hat nach den bekannten Gesetzen die Größe $F = S_2 (e^{f\gamma} - 1)$, wenn f den Reibungscoefficienten zwischen Band und Scheibe, e die Grundzahl der natürlichen

Logarithmen und γ den von dem Bande umspannten Bogen bedeutet, welcher letztere bei der gewöhnlichen Anordnung gleich großer Scheiben zu $\pi = 3{,}14$ anzunehmen ist. Man erhält daher, wie bei Riemen, die Bedingungen:

$$S_2 = \frac{W}{e^{f\gamma} - 1}; \; S_1 = \frac{e^{f\gamma} W}{e^{f\gamma} - 1}.$$

Man erkennt aus dieser Betrachtung zunächst, daß die Spannung S_1 des Sägeblattes immer größer als der Schneidwiderstand W und zwar um so größer sein muß, je kleiner der Reibungscoefficient f ist. Zur Vergrößerung des letzteren, und auch wegen der Schonung der Sägen werden die Umfänge der Scheiben stets mit einem weichen und nachgiebigen Stoffe, wie Leder oder Gummi, überzogen, wodurch einem Gleiten des Bandes auf den Scheiben nach Möglichkeit vorgebeugt wird.

Die Verschiedenheit der Spannungen in dem nieder- und aufgehenden Theile des Blattes läßt auch erkennen, daß es unzweckmäßig sein müßte, wenn man den Antrieb von der oberen Scheibe aus bewirken wollte; alsdann wäre nämlich das Stück von c nach a, Fig. 293 II, um die untere Scheibe herum und bis zu der oberen Scheibe B der größeren Spannung S_1 unterworfen, während bei dem Antreiben der unteren Scheibe, Fig. 293 I, die größere Spannung S_1 nur in dem kurzen Stücke zwischen dem Angriffspunkte c und der unteren Scheibe A auftritt. Die Fig. 293 deutet dieses Verhalten dadurch an, daß die der größeren Spannung unterworfene Bandlänge durch eine Doppellinie hervorgehoben ist. Bei dem Antriebe der oberen Scheibe, wie er in II vorausgesetzt ist, wird daher nicht nur die Wahrscheinlichkeit eines Bruches des Sägeblattes eine größere sein, sondern es tritt auch eine größere Reibung an den Zapfen der Scheiben auf, als dies bei dem Antriebe von unten in I der Fall ist. Es ist nämlich bei dem Antriebe der unteren Scheibe der Druck auf die Axe der Scheibe unten $2 S_2 + W$ und oben $2 S_2$, während nach Fig. 293 II bei dem Antrieb von oben diese Drucke sich ergeben unten zu $2 (S_2 + W)$ und oben zu $2 S_2 + W$.

Durch die Kräfte S_1 und S_2 werden in dem Bande gewisse Zugspannungen s_1 und s_2 rege gemacht, welche sich nach den Regeln der Festigkeit zu $s_1 = \frac{S_1}{F}$ und $s_2 = \frac{S_2}{F}$ ergeben, unter F den Bandquerschnitt im tiefsten Punkte einer Zahnlücke verstanden. Die einzelnen Theile des Bandes sind demgemäß einem fortwährenden Wechsel der Spannung zwischen diesen beiden Grenzen s_1 und s_2 unterworfen. Wenn schon diese unausgesetzten Schwankungen in der Größe der Spannung auf die Dauer des Blattes von ungünstigem Einflusse sein müssen, so tritt hierzu noch ein anderer viel nachtheiligerer Umstand dadurch, daß die Fibern des Bandes, wegen der

Umbiegung desselben um die Scheiben, gewissen Biegungsspannungen k unterworfen sind. Diese Biegungsspannungen sind an der äußeren Seite ebenfalls Zugspannungen, so daß daselbst die gesammte Beanspruchung der Fasern durch die Summe $k + s$ dargestellt ist, während die innen liegenden Fasern durch die Biegung zusammengedrückt werden, daher einer gesammten Anstrengung gleich $k - s$ ausgesetzt sind. Die Größe der äußersten Biegungsspannung ist nach Theil I durch $k = \frac{d}{D} E$ ausgedrückt, wenn d die Dicke des Blattes, D den Durchmesser der Scheibe und E den Elasticitätsmodul des Stahls bedeutet. Die durch die Biegung hervorgerufenen Spannungen sind in allen Fällen der Ausführung beträchtlich größer, als die durch die Spannung der Säge erzeugten Zugspannungen s. Hieraus ergiebt sich denn, daß die äußeren Fasern eines Bandes stets nur Zugspannungen und zwar in wechselnden Beträgen zwischen $k + s_1$ und $k + s_2$ ausgesetzt sind, während die innern Fasern bald gedrückt, bald gezogen werden. Einem Zuge zwischen den Grenzen s_1 und s_2 sind diese innen liegenden Fasern an den gerade gestreckten Theilen zwischen den Scheiben ausgesetzt, während die Größe der Druckspannung bei dem Umlaufe um die obere Scheibe sich zu $k - s_2$ und bei der Berührung der unteren Scheibe zu $k - s_1$ ermittelt. Dieser an den innern Fasern des Bandes stattfindende Wechsel zwischen Druck- und Zugspannungen tritt in sehr kurzen Zwischenräumen schnell hinter einander auf. Wenn die Scheiben z. B. mit der nicht ungewöhnlichen Geschwindigkeit von 400 Umdrehungen in der Minute umlaufen und die ganze Bandlänge gleich zwei ganzen Scheibenumfängen ist, so wird das Band an jeder Stelle in der Minute 800 mal einem Wechsel zwischen Zug und Druck ausgesetzt, was bei einer ununterbrochenen Arbeit von zehn Stunden schon nahezu eine halbe Million von Wechseln ergiebt. In diesem Umstande findet sich eine hinreichende Erklärung des häufigen Reißens der Bandsägen, da die in dieser Hinsicht von Wöhler und Andern angestellten Versuche unwiderleglich ergeben haben, daß bei einem wiederholten Wechsel in der Richtung und Größe der Anstrengungen des Materials nach einer bestimmten Anzahl solcher Wechsel unfehlbar der

Fig. 293.

Bruch eintritt, auch wenn die Größe der Anstrengung an sich noch weit hinter der für ruhende Belastungen zulässigen zurückbleibt.

Außer durch diese an sich ungünstige Wirkungsweise der Bandsägen wird deren Dauer noch durch eigenthümliche Umstände vermindert, welche sich bei dem Betriebe einstellen. Wenn z. B. die stillstehende Säge durch Verschiebung des Betriebsriemens von der losen auf die Festscheibe eingerückt wird, so nimmt die untere Antriebscheibe sehr schnell die große Umdrehungsgeschwindigkeit an, welche ihr vom Betriebsriemen mitgetheilt wird. Dagegen kann die obere Sägenscheibe nur folgen, weil das Sägenband die Wirkung eines Betriebsriemens äußert. Es ist klar, daß die obere Scheibe sich vermöge ihrer Masse einer augenblicklichen Mitnahme entgegensetzen wird, so daß das Sägenblatt zunächst einem theilweisen Schleifen auf der oberen Scheibe unterworfen ist, in Folge dessen eine Erhitzung des Blattes und leicht auch eine Beschädigung desselben bezw. der Lederunterlage hervorgerufen wird. Denkt man sich andererseits die im vollen Betriebe befindliche Säge plötzlich ausgerückt, so wird, wenn auch die untere Scheibe zur Ruhe gekommen ist, die obere Scheibe vermöge der in ihr aufgespeicherten lebendigen Kraft noch einen gewissen Weg zurücklegen. Dies ist aber für die Säge deswegen äußerst nachtheilig, weil nunmehr das von der oberen Scheibe nach unten ablaufende Stück unten zurückgehalten und von oben einem Schube ausgesetzt wird, in Folge dessen leicht ein Einknicken des Blattes veranlaßt wird, welches letztere seiner Natur nach natürlich niemals als Druckkraftorgan wirken kann. Dieser Uebelstand des Ueberstürzens tritt besonders dann hervor, wenn man zur Vermeidung des lästigen Zeitverlustes bei dem Anhalten der schnell laufenden Säge die untere Antriebscheibe derselben mit einer Bremse versieht, durch welche das Stillstellen beschleunigt wird.

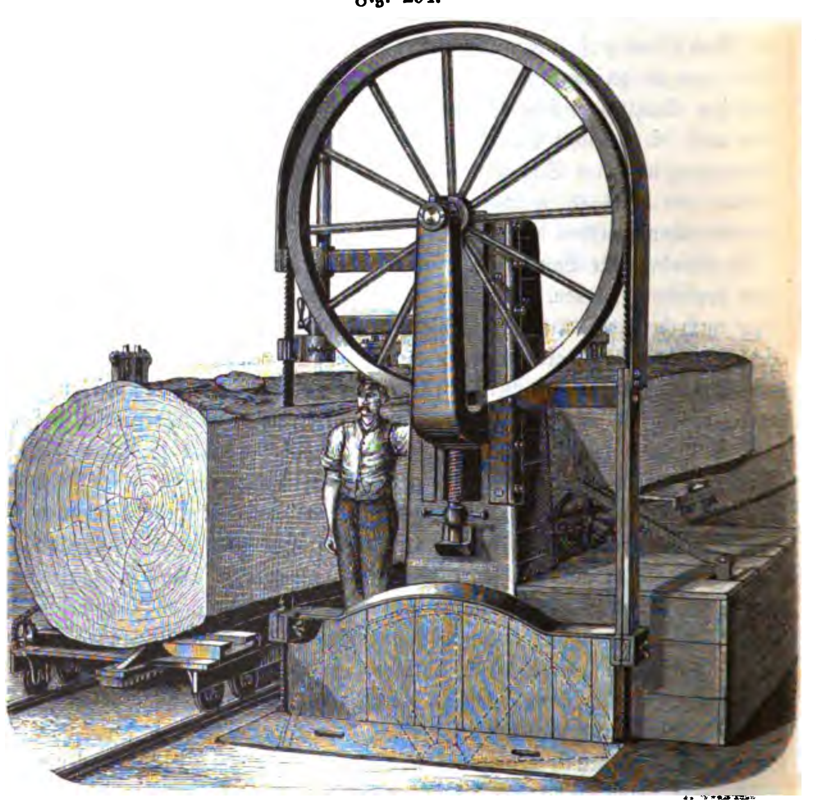
Um die letztgedachten aus dem Beharrungsvermögen der oberen Scheibe entspringenden Nachtheile möglichst herabzuziehen, ist es eine wohl berechtigte und von allen Erbauern solcher Maschinen befolgte Regel, die obere Scheibe so leicht wie nur irgend möglich auszuführen. Auch hat man wohl eine Bremse nicht nur an der unteren, sondern auch an der oberen Scheibe angeordnet, derart, daß behufs des Anhaltens beide Bremsen gleichzeitig angezogen werden. Dadurch wird aber die Einfachheit der Maschine beeinträchtigt, und man hat deswegen noch häufiger die Bremse gänzlich, auch an der Antriebscheibe, weggelassen, um das durch Bremsen der Antriebscheibe beförderte Ueberstürzen des Blattes möglichst zu vermeiden; man nimmt dafür den Nachtheil eines größeren Zeitverlustes bei dem Anhalten der Säge in Kauf. Eine schöne und zweckdienlich scheinende Einrichtung zeigen die Maschinen von Bentel & Margedant. Hierbei ist nämlich der Kranz der oberen Bandscheibe mit einer ringsum laufenden Nuthe versehen, in

welcher ein dünner innen und außen genau abgedrehter Stahlring seinen Platz findet. Dieser Ring, welcher äußerlich mit Leder überzogen ist, dient dem Sägeblatt als Unterlage, welche, wenn die Maschine plötzlich angehalten oder aus der Ruhe plötzlich in Bewegung gesetzt wird, auf der oberen Scheibe in dem erforderlichen Maße gleiten kann. Für gewöhnlich dreht sich der Ring mit derselben Geschwindigkeit, wie die obere Scheibe, da bei einem Gleiten beider auf einander offenbar ein größerer Reibungswiderstand zu überwinden ist, als der in den Lagern der oberen Scheibenaxe auftretende. Durch diese Einrichtung wird die gedachte nachtheilige Wirkung des Ein- und Ausrückens auf einen möglichst kleinen Betrag zurückgeführt, indem hierbei nur die geringe Masse des in der Nuthe der oberen Scheibe lose befindlichen Stahlringes jene Wirkungen veranlaßt. Aus diesem Grunde soll denn auch die gedachte Einrichtung die Anordnung einer Bremse und die Anwendung dünnerer Sägeblätter zulassen, als sie ohnedies erforderlich sein würden, ein Umstand, welcher hinsichtlich des Holzverschnittes einen nicht unwesentlichen Vortheil darstellt.

Die Wirkung der Bandsäge, an sich betrachtet, muß als eine sehr vortheilhafte bezeichnet werden. Denn wegen der unausgesetzten Bewegung der Säge nach derselben Richtung ist die Leistungsfähigkeit unter sonst gleichen Verhältnissen größer, als bei den hin- und hergehenden Gattersägen, welche nur während der halben Betriebszeit eigentliche Nutzarbeit verrichten, und welche wegen der mit dem Kurbelgetriebe verbundenen Veränderlichkeit der Geschwindigkeit, sowie wegen der schwingenden Massen nicht so schnell betrieben werden können, wie Kreis- und Bandsägen. Auch den Kreissägen gegenüber gewähren die Bandsägen den Vortheil, daß der Schnitt in allen Punkten senkrecht zum Faserlaufe des Holzes erfolgt, und daß man auch dickere Hölzer mit Bandsägen schneiden kann, ohne, wie dies bei großen Kreissägen nöthig ist, eine unmäßig dicke Säge anwenden zu müssen, welche die Nachtheile eines beträchtlichen Kraftverbrauches und Holzverlustes im Gefolge hat. Wenn trotz dieser unleugbaren Vorzüge die Bandsägen doch nur eine beschränkte Verwendung gefunden haben, so liegt der hauptsächlichste Grund hierfür in dem häufigen Reißen der Sägebänder und der damit jedesmal verbundenen Störung des Betriebes. Man hat diesem Umstande entsprechend Bandsägen daher bis jetzt meist nur zum Schneiden dünnerer Hölzer verwendet, und zwar weniger zum Zertheilen der Stämme in Balken und Bretter, als vielmehr in den Werkstätten der Holzarbeiter zum Ausschneiden geschweifter oder sonstwie geformter Gegenstände. Daß man die Blätter zur Herstellung solcher krummliniger Schnitte nur in geringer Breite anwenden darf, um in möglichst scharfen Krümmungen schneiden zu können, ergiebt sich von selbst. Die geringe Blattstärke, welche man den Bandsägen geben darf, und immer geben wird, machen dieselben sehr geeignet zu-

Schweifsägen, da es sich bei denselben meist um die Verarbeitung kostbarer Hölzer handelt, also der Holzverschnitt thunlichst klein zu machen ist. Die Vorschiebung geschieht bei derartigen Sägen natürlich aus freier Hand, zu welchem Ende für die Unterstützung des Arbeitsstückes nur ein einfacher Tisch *T* (Fig. 291 auf S. 426) angeordnet ist, der übrigens zur Herstellung schiefer Schnitte nach Bedarf gegen die wagerechte Lage in mäßigem Grade geneigt werden kann. Die Bandsägen arbeiten im Allgemeinen mit

Fig. 294.

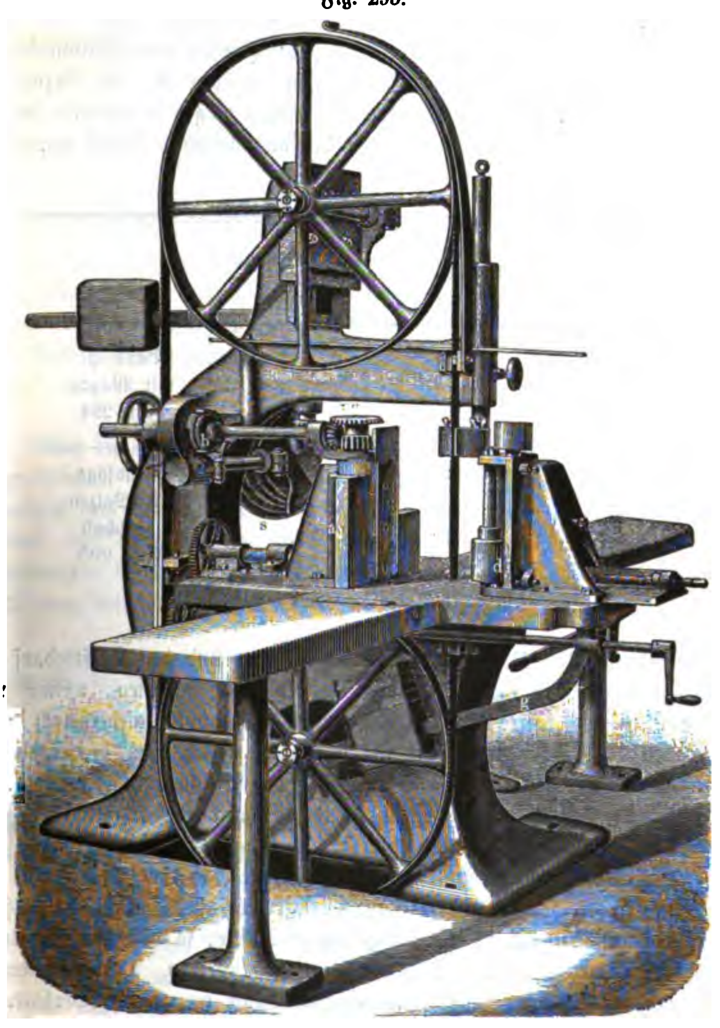


großer Geschwindigkeit, die Scheiben machen zwischen 300 und 450 Umdrehungen in der Minute, was bei einem Durchmesser derselben von etwa 1 m einer Geschwindigkeit von 16 bis 24 m entspricht.

Die großen Vorzüge, welche nach dem Vorstehenden den Bandsägen anhaften, sind die Ursache gewesen, daß man in der neueren Zeit dieselben auch für das eigentliche Brettschneiden in schwererer Ausführung und mit selbstthätigem Vorschiebezeug ausgeführt hat. Deshalb mögen hier noch die bei-

den vorstehenden Figuren angeführt werden, welche solche Maschinen aus der Fabrik von C. Kirchner & Co. in Leipzig darstellen. Die Säge, Fig. 294, welche für Stämme bis zu 1 m Stärke noch ausreicht, ist mit

Fig. 295.



dem bekannten und aus der Figur erkenntlichen Wagen zum Vorschieben des Blockes versehen, während Fig. 295 eine Säge mit Walzenvorschub darstellt. Das Holz wird zwischen zwei Paare stehender Walzen gepreßt, von denen die hinteren *a* durch Zahnräder und Schneckentrieb eine selbständige Be-

wegung mit nach der Dicke des Holzes veränderlicher Geschwindigkeit empfangen. Der Betrieb dieser Walzen durch die Stufenscheibe *s*, das Schneckenrad *b* und die Kegelräder *c* bedarf nach dem bisher über Vorschubeinrichtungen Gesagten einer weiteren Erläuterung nicht. Die vorderen Walzen *d* werden durch den Gewichtshebel *g* nachgiebig gegen das Holz gepreßt, wobei durch ein Kugelgelenk die Möglichkeit eines Anschmiegens dieser Walzen an das uneben gestaltete Holz gegeben ist. In Bezug auf die Verhältnisse dieser beiden Sägenausführungen mögen in den hier folgenden Zusammenstellungen die Angaben der ausführenden Fabrik angeführt werden.

Durchmesser der Sägerollen m	Größte Schnitthöhe m	Betriebskraft Pfdkrft.	
1,20	0,75	5	Bandsäge mit Wagen Fig. 294
1,80	1,20	8	
1,80	1,50	10	
0,90	0,28	2,5	Bandsäge mit Walzenvorschub Fig. 295
1,00	0,40	3,5	
1,10	0,50	4	
1,20	0,60	5	

§. 85. **Leistung der Gatter.** Ueber die Leistung und den Kraftbedarf der Sägegatter sind in dem Folgenden die Angaben enthalten, welche von Kankelwitz in einer Arbeit[1]) über diesen Gegenstand niedergelegt sind. Für den Widerstand der Säge ist, wie schon weiter oben hervorgehoben wurde, in erster Reihe die Sägenstärke *s* von Einfluß, und da mit dieser Sägenstärke auch die Größe des für jeden Schnitt anzunehmenden Vorschubes in bestimmter Beziehung steht, so hängt auch die Leistung des Gatters, d. h. die in bestimmter Zeit zu erzielende Schnittfläche, von der Sägenstärke ab. Eine größere Sägenstärke ermöglicht nämlich eine größere Vorschiebegeschwindigkeit, als eine geringere Stärke, so daß zur Erzielung größerer Schnittflächen dicke Sägen vortheilhaft erscheinen. Da aber andererseits mit der Dicke der Säge auch der Holzverlust im geraden Verhältnisse wächst, so erkennt man hieraus, wie in jedem Falle eine gewisse Stärke des Sägeblattes als die vortheilhafteste erscheinen muß. Bei der Bestimmung

[1]) Der Betrieb der Schneidemühlen von W. Kankelwitz, Zeitschr. d. Vereins deutscher Ing. 1862.

dieser vortheilhaftesten Stärke, welche für den lohnenden Betrieb einer Sägemühle im Allgemeinen von hervorragender Bedeutung ist, hat man natürlich in jedem besonderen Falle auf die besonderen Verhältnisse, insbesondere auf die Preise des Holzes, die Kosten der Betriebskraft und die Höhe der Arbeitslöhne Rücksicht zu nehmen. Auch hat man bei der Wahl der Sägenstärke auf die Länge der Säge in der Art zu achten, daß man einer längeren, d. h. für einen größeren Hub und dickere Hölzer bestimmten Säge eine größere Stärke zu geben hat, als unter sonst gleichen Verhältnissen für eine kürzere Säge gewählt werden darf, wie sie für das Schneiden dünnerer Hölzer etwa Verwendung findet. Die Stärke der gewöhnlich für Gatter angewandten Sägen liegt bei den Mittelgattern mit nur einem Blatte ungefähr zwischen 2,4 und 3,2 mm, und bei Vollgattern mit vielen Blättern zwischen 1,4 und 2,6 mm.

Mit der festgestellten Sägendicke steht im unmittelbaren Zusammenhange die Breite b der Schnittfuge, und man kann die Schränkung der Säge passend so bemessen, daß die Beziehung gilt:

$$b = 1{,}5\,s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Auch die Länge des für das Gatter zu wählenden Hubes richtet sich aus praktischen Gründen nach der Sägendicke, indem eine Säge erfahrungsmäßig dem Verlaufen um so leichter ausgesetzt ist, je größer ihr Hub, also auch ihre Länge gewählt wird und man dieser Neigung zum Verlaufen wiederum durch eine größere Blattstärke begegnen kann. In dieser Beziehung kann nach unserer Quelle die Hubhöhe H passend zu

$$H = 0{,}1\,s + 0{,}35\,\mathrm{m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

für Mittel- und Vollgatter,

$$H = 0{,}1\,s + 0{,}27\,\mathrm{m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2a)$$

für Seitengatter gewählt werden, worin s in Millimetern auszudrücken ist. Daß bei den Seitengattern die Hubhöhe kleiner oder die Blattstärke größer zu machen ist, hat seinen Grund in der hierbei gewählten einseitigen Lagerung des Blockes, wodurch ein Verlaufen der Säge begünstigt wird.

Bei der Festsetzung der Hubhöhe H eines Gatters hat man andererseits auch auf die Dicke h der zu schneidenden Hölzer zu achten, indem bei Blöcken, deren Dicke größer ist als die Hubhöhe, das Herausfallen der Sägespäne erschwert und nur durch übermäßig starken Schrank, also großen Holzverlust, erzielt werden kann. Man pflegt daher wohl die Regel zu geben, die Hubhöhe H solle zwischen $1{,}7\,h$ und $2\,h$ angenommen werden, eine Regel, welche aber nur für die Vollgatter zutreffen dürfte, auf welchen meist nur Blöcke von geringerer Dicke h zu Brettern verschnitten werden. Für größere Blockstärken würde jene Regel zu unbequem großen Hubhöhen mit allen

Nachtheilen langer Kurbeln führen; man soll nach Rankelwitz den Hub mindestens um 0,1 m größer annehmen, als die Schnitthöhe h des Blockes.

Mit der Hubhöhe H eines Gatters steht wiederum die Anzahl der in gewisser Zeit zu gebenden Hübe oder Kurbelumdrehungen in Beziehung, und zwar aus praktischen Gründen. Mit der Geschwindigkeit der Gatter steigern sich nämlich ganz erheblich die schädlichen Widerstände des Kurbelgetriebes, so daß bei größeren Umdrehungszahlen gar bald der Gewinn an vergrößerter Leistung durch unverhältnißmäßig vergrößerten Kraftbedarf aufgewogen wird. Hierzu kommt der Umstand, daß die Wahrscheinlichkeit einer Betriebsstörung, wie sie bei schnell gehenden Maschinen so leicht, z. B. durch Warmlaufen eines Zapfens oder den Bruch eines Maschinentheils, eintritt, mit steigender Geschwindigkeit sich schnell vergrößert. Dies ist der Grund, warum man mit der Hubzahl der Gatter in der Wirklichkeit gewisse Grenzen nicht gern überschreitet. Man kann die Anzahl n der Kurbelumdrehungen oder Doppelhübe des Gatters in der Minute bei einer Hubhöhe gleich H aus der empirischen Formel ermitteln

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2,42 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

für leichte Mittelgatter,

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 (100 + G) = 900 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

für Vollgatter, bei denen G das Gewicht des Gatterrahmens in Pfunden einschließlich der eingehängten Sägen bedeutet. Diesen Formeln gemäß ergeben sich die unserer Quelle entnommenen folgenden beiden Tabellen:

Umdrehungsgeschwindigkeit der Mittelgatter.

Für $H =$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	Meter
$n =$	213	200	189	179	170	Umdrehungen.

Umdrehungsgeschwindigkeit der Vollgatter.

Für $G =$		300	400	500	600	700	800	900	Pfund
$H =$	0,5 Meter	208	193	182	173	165	159	153	
	0,55 Meter	195	181	171	162	155	149	144	
	0,6 Meter	184	171	161	153	146	141	136	
	0,65 Meter	175	162	153	145	139	133	129	

Diesen Werthen entsprechend schwankt die größte Geschwindigkeit der Säge, welche man sehr nahe gleich der Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel setzen kann, daher zwischen 5,4 und 6,2 m.

Der Vorschub, welcher dem Blocke für jeden Schnitt gegeben werden kann, ist nach dem Früheren im Verhältnisse zur Sägenstärke s anzunehmen. Andererseits ist derselbe auch um so größer zu wählen, je größer der Hub H gemacht ist, da die von jedem Zahne wegzuschneidende Holzmenge, welche in Spanform in der darunter befindlichen Zahnlücke Raum finden muß, um so kleiner ausfällt, je größer die Anzahl der zur Wirkung kommenden Zähne, d. h. je größer der Sägenhub ist. Ebenso erkennt man andererseits, daß man den Vorschub um so kleiner anzunehmen hat, je dicker der zu schneidende Block ist, da mit dieser Dicke h die in Späne zu verwandelnde Holzmenge im Verhältnisse steht. Demgemäß soll man den Vorschub für jeden Schnitt zu

$$\delta = 0{,}8\,\frac{H}{h}\,s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

annehmen. Aus dem Vorschub δ, der Schnittzahl n und der Blockstärke h folgt nun weiter die in einer Minute von der Säge erzeugte Schnittfläche zu

$$F = 0{,}001\,n\,h\,\delta = 0{,}0008\,n\,H\,s \text{ qm} \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Diese Formel giebt die Leistung eines einfachen Gatters, und man hat unter h darin die Schnitthöhe, d. h. die Dicke des Blockes an der Schnittstelle, zu verstehen. Für Vollgatter mit z-Sägen würde die Leistung nur unter der Bedingung gleich dem z-fachen dieses Betrages sein, daß alle Sägen dieselbe Schnitthöhe hätten. Da dies bei dem Schneiden der gewöhnlichen Blöcke natürlich nicht der Fall ist, indem die Schnitthöhe mit wachsendem Abstande der Säge von der Mitte des Blockes abnimmt, so erhält man die Leistung eines mit z-Sägen arbeitenden Vollgatters durch die Formel

$$F = 0{,}0008\,n\,H\,s\,.\,z\,.\,\vartheta \text{ qm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5a)$$

worin ϑ ein Coefficient kleiner als Eins ist, welchen man passend annehmen kann zu:

$\vartheta = 0{,}75$ für unbesäumte Blöcke, die zu Brettern und Bohlen geschnitten werden,

$\vartheta = 0{,}90$ für vorher besäumte Blöcke, die zu Brettern geschnitten werden.

Von dieser Leistung einer Säge während der Zeit ihres Betriebes hat man die durchschnittliche Leistung während längerer Zeit deswegen zu unterscheiden, weil mit dem Betriebe des Gatters zum Zurückführen des Blockwagens und Aufbringen sowie Anstellen des Blockes, Schärfen der

Sägen u. s. w. gewisse Stillstände unvermeidlich verbunden sind, durch welche die durchschnittliche Leistung entsprechend herabgezogen wird. Bezeichnet E die durchschnittliche Leistung in Quadratmetern für die Stunde, so soll man setzen bei Mittelgattern:

$$E = 60 \frac{F}{1 + \varphi F} \text{ qm} \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

worin $\varphi = 2{,}5$ bei dem Schneiden von Brettern, und $\varphi = 3$ bei dem Schneiden von Bohlen und Bauholz vorauszusetzen ist.

Für Vollgatter dagegen giebt Kankelwitz die Formel:

$$E = 60 \frac{F}{1 + \mu \left(0{,}03 + \frac{1}{z}\right) F} \text{ qm} \quad \ldots \quad (6a)$$

unter z die Anzahl der schneidenden Sägen und unter μ einen Erfahrungswerth verstanden, welcher im Durchschnitt zu $\mu = 7$ angenommen werden kann.

Beispiele: 1. Wählt man für ein einfaches Mittelgatter eine Sägenblattstärke $s = 3$ mm, so ergiebt sich nach (2) eine passende Hubhöhe des Gatters von $H = 0{,}1 \,.\, 3 + 0{,}35 = 0{,}65$ m, und hierzu nach (3) eine Hubzahl in der Minute von $n = 100 \sqrt[3]{\frac{2{,}42}{0{,}65 \,.\, 0{,}65}} = 179$. Bei einer Stärke des zu schneidenden Holzes von $h = 0{,}5$ m würde daher ein Vorschub für jeden Schnitt von $\delta = 0{,}8 \frac{0{,}65}{0{,}50} 3 = 3{,}12$ mm folgen, so daß die Geschwindigkeit des Blockwagens in der Minute zu $179 \,.\, 3{,}12 = 558$ mm sich stellt. Hieraus folgt weiter die Schnittfläche in jeder Minute zu $F = 0{,}558 \,.\, 05 = 0{,}279$ qm, und man könnte stündlich auf eine durchschnittliche Leistung von $E = 60 \frac{0{,}279}{1 + 3 \,.\, 0{,}279} = 9{,}11$ qm bei dem Schneiden von Bauholz rechnen.

2. Nimmt man für ein Vollgatter, das mit 12 Sägen arbeiten soll, eine Blattstärke von $s = 2{,}2$ mm an, so ist ein Hub von $H = 0{,}1 \,.\, 2{,}2 + 0{,}35 = 0{,}57$ m passend, und man kann, wenn das Gewicht des Rahmens einschließlich der Sägen zu etwa $G = 600$ Pfund vorausgesetzt wird, die Umdrehungszahl der Gatterwelle in der Minute nach (3a) zu $n = 100 \sqrt[3]{\frac{900}{0{,}57 \,.\, 0{,}57 \,.\, 700}} = 159$ annehmen. Haben die zu schneidenden Blöcke, welche einer vorherigen Besäumung nicht unterworfen werden sollen, eine Höhe von $h = 0{,}4$ m, so wird man einen Vorschub von $\delta = 0{,}8 \frac{0{,}57}{0{,}4} 2{,}2 = 2{,}5$ mm wählen dürfen. Die von allen 12 Sägen in der Minute zu erzielende Schnittfläche bestimmt sich mit $\vartheta = 0{,}75$ zu $F = 0{,}0008 \,.\, 159 \,.\, 0{,}57 \,.\, 2{,}2 \,.\, 12 \,.\, 0{,}75 = 1{,}436$ qm und man hat nach (6a) stündlich auf eine Schnittfläche von

$$E = 60 \frac{1{,}436}{1 + 7\left(0{,}03 + \frac{1}{12}\right) 1{,}436} = 40{,}3 \text{ qm}$$

zu rechnen.

Arbeitsaufwand der Sägen. Die zum Betriebe eines Gatters erforderliche Arbeit von N Pferdekräften setzt sich aus zwei Theilen, N_1 und N_2, zusammen, wovon N_1 den zum Betriebe des leergehenden Gatters erforderlichen Betrag und N_2 die zur eigentlichen Schneidwirkung aufzuwendende Arbeit vorstellt. Die Arbeit N_1 des leergehenden Gatters kann auf dem Wege der Rechnung annähernd ermittelt werden, indem man die in dem Kurbelgetriebe auftretenden Nebenhindernisse in der in Thl. III, 1 angedeuteten Art bestimmt. Die zur Ueberwindung dieser Widerstände bei einer bestimmten Bewegung, z. B. bei einer Kurbelumdrehung, aufzuwendende Arbeit setzt sich hauptsächlich aus vier Theilen, $A_1 + A_2 + A_3 + A_4$, zusammen, von denen A_1 der Reibung an den Gatterzapfen, A_2 derjenigen in den Gerabführungen, A_3 der Reibung an dem Kurbelzapfen und A_4 der Reibung in den Lagern der Gatterwelle entspringt. Die Aufstellung einer allgemeinen Formel für diese Widerstände, von denen die an den Gatterzapfen den geringsten und die an den Wellenlagern den größten Werth haben, soll hier unterbleiben, die Entwickelung geschieht nach den in Thl. III, 1 gelegentlich der Besprechung des Kurbelgetriebes angeführten Regeln; auch findet man eine vollständige Formel für diese Widerstände in der hier benutzten Arbeit von Rankelwitz. Nur möge einer ebendaselbst angeführten Näherungsformel hier Erwähnung gethan werden. Danach läßt sich nämlich die Leergangsarbeit eines Mittelgatters in Pferdekräften unter Beibehaltung der Bezeichnungen H, n und s für Hubhöhe, Schnittzahl und Sägenstärke durch die Formel finden:

$$N_1 = 3\left(\frac{n}{100}\right)^3 \frac{36 + s^2}{100} H \frac{1,5 + H}{4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

welcher Ausdruck, wenn man für die Hubhöhe den aus (2) im vorhergehenden Paragraphen sich ergebenden Werth von $H = 0,1\, s + 0,35$ einführt, auch geschrieben werden kann:

$$N_1 = 1,12\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 1,12\left(\frac{n}{100}\right)^3 \left(\frac{s + 3,5}{10}\right)^2 \quad . \quad (7a)$$

Aus dieser Formel ermittelt sich der größte Kraftbedarf des leergehenden Gatters, wenn man die höchstens zulässige Umdrehungszahl n wählt, welche nach (3) an die Bedingung $\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2,42$ geknüpft ist. Die Einführung dieses Werthes ergiebt

$$N_1\, max = 1,12 \,.\, 2,42 = 2,71 \text{ Pf.}$$

Für Vollgatter wird eine andere Näherungsgleichung zur Bestimmung der Leergangsarbeit angeführt, welche, unter G das Gewicht des Rahmens in Pfunden einschließlich der Sägen verstanden, sich

$$N_1 = 0{,}95\, n \left[1{,}31 - 1{,}87 \frac{n}{100} + \left(\frac{n}{100}\right)^2\right] H \frac{0{,}4 + H}{100} \frac{G - 90}{100} \quad (8)$$

schreibt. Das Gewicht G, welches bei ausgeführten Gattern durch Wägung unmittelbar bestimmt werden kann, hat man bei Entwürfen natürlich aus den Abmessungen der einzelnen Theile rechnerisch zu bestimmen; zur Erleichterung dieser Bestimmung kann die Formel benutzt werden:

$$G = 90 + (5 + 2{,}4\, s^2)\, z + 8\, s\left(1 + 5\, L\sqrt{L}\right)\sqrt{z}\,. \quad . \quad (9)$$

in welcher L die lichte Weite des Gatterrahmens in Metern und z die Zahl der einzuhängenden Sägen bedeutet. Nimmt man auch hier die unter (2) angegebene Beziehung zwischen Hubhöhe H und Sägenstärke s als gültig an und setzt eine Sägenzahl von $z = 15$ als diejenige voraus, für welche das Gatter eingerichtet sein soll, so läßt sich der Ausdruck für die Leergangsarbeit zu

$$N_1 = 1{,}2 \frac{n}{100}\left[1{,}31 - 1{,}87 \frac{n}{100} + \left(\frac{n}{100}\right)^2\right] H^2 s\,(1{,}8 + 1{,}26\, L + L^2) \quad (9a)$$

schreiben. Wenn man in diese Formel die aus (3a)

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 (G + 100) = 900$$

folgende größte Umdrehungszahl einführt, und für die verschiedenen gebräuchlichen Werthe von L, n und s die Arbeit ausrechnet, so findet sich, daß diese Arbeit von der Sägenstärke fast unabhängig ist und man die Näherungsformel:

$$N_1 = 3{,}23 + 0{,}6\, L \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9b)$$

aufstellen kann. Dieser Ausdruck gilt, wie bemerkt, für ein Gatter mit 15 Sägen, und zwar unter der Voraussetzung, daß diese auch wirklich eingehängt sind. Wenn dasselbe Gatter mit einer kleineren Anzahl von z Sägen arbeitet, so ermäßigt sich der Betrag N_1 der Leergangsarbeit zu dem Werthe

$$N_1' = N_1 \left(1 - \varkappa \frac{15 - z}{15}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

worin $\varkappa$ etwa zwischen den Werthen 0,10 und 0,17 gelegen ist, und sich allgemein durch

$$\varkappa = 0{,}0756\, s + 0{,}005\, L - 0{,}0156\, L s \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

bestimmen läßt.

Der zweite zur eigentlichen Nutzwirkung des Schneidens erforderliche Arbeitsbetrag N_2 entspringt aus den beiden Widerständen, welche die Zähne der Säge an der vorderen Stirnkante und an den beiden Seiten finden. Es wurde bereits in §. 77 angeführt, daß der erstere Widerstand wesentlich von der Sägenstärke s, nicht aber von der Größe der Schränkung oder von der Breite b der Schnittfuge, der seitliche Widerstand aber wesentlich von dem

Vorschube δ des Holzes abhängt. Der Widerstand an der vorderen Stirnkante ist aber auch von der Hubhöhe H des Gatters abhängig, derart, daß dieser Widerstand bei gleichbleibendem Vorschube direct mit der Hubhöhe wächst, indem bei einer größeren Hubhöhe, also größeren Zahl der zur Wirkung kommenden Zähne, eine öftere Wiederholung der Schneidarbeit stattfindet, daher das Holz in kürzere Stückchen zerschnitten wird. Demgemäß kann man den Widerstand der Säge durch $W = c_1 \delta + c_2 Hs$ ausdrücken, wenn c_1 und c_2 gewisse constante Coefficienten sind. Da dieser Widerstand in der Minute n mal auf dem Wege gleich der Blockhöhe h überwunden werden muß, so erhält man die Größe der Arbeit in Pferdekräften ausgedrückt durch eine Formel:

$$N_2 = (c_3 \delta + c_4 Hs) n h = \left(k + k_1 \frac{Hs}{\delta}\right) F,$$

worin wieder unter $F = 0{,}001\, n h \delta$ die Schnittfläche in Quadratmetern für die Minute verstanden ist. Nach Kankelwitz kann man das Verhältniß der Werthe $\frac{k_1}{k}$ zu 4 annehmen, so daß man damit die Gleichung erhält:

$$N_2 = k\left(1 + 4 \frac{Hs}{\delta}\right) F \text{ Pfk.} \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

Setzt man in derselben noch nach (4) $\frac{Hs}{\delta} = 1{,}25\, h$, so wird auch

$$N_2 = k(1 + 5h) F \text{ Pfk.} \quad \ldots \ldots \quad (12a)$$

Man ersieht aus dieser Formel, daß die für jeden Quadratmeter Schnittfläche aufzuwendende Arbeit mit zunehmender Blockstärke h wächst, aber von der Sägenstärke nicht unmittelbar abhängt.

Ueber die Größe des Coefficienten k macht Kankelwitz folgende Angaben. Danach ist dieser Werth um so größer, je trockener das Holz ist, auch wechselt er sehr mit der Beschaffenheit des Holzes. Splinth schneidet sich leichter als Kernholz, junges oder überstandenes leichter als altes und kräftiges Holz. In Bezug auf die für unsere Verhältnisse besonders wichtigen Nadelhölzer soll man annehmen:

für ganz nasses Holz	$k = 2{,}6$,
für feuchtes Holz	$k = 2{,}7$,
für lufttrockenes Holz	$k = 3{,}0$,
für ganz trockenes Holz	$k = 3{,}2$.

Mit diesen Werthen wird man eine annähernde Ermittelung des erforderlichen Kraftaufwandes vornehmen können, wie dies für die im vorhergehenden Paragraphen angeführten Beispiele hier geschehen mag.

Beispiel: Für das oben zu Grunde gelegte Mittelgatter erhält man die Leerlaufsarbeit zu $N_1 = 1{,}12 . 1{,}79^3\, 0{,}65^2 = 2{,}71$ Pfk., während die zum Schneiden erforderliche Arbeit unter Voraussetzung eines Werthes $k = 2{,}7$ für feuchtes Holz zu

$$N_2 = 2{,}7\, (1 + 5 . 0{,}5)\, 0{,}279 = 2{,}64 \text{ Pfk.},$$

daher der gesammte Kraftbedarf zu $2{,}71 + 2{,}64 = 5{,}35$ Pfk. sich ermittelt.

Setzt man bei dem Vollgatter in dem Beispiele des vorherigen Paragraphen voraus, daß dasselbe für 15 Sägen gebaut ist, so entspricht demselben bei voller Besetzung eine Leergangsarbeit, wenn das Gewicht G hierfür zu 650 Pfund angenommen wird, von

$$N_1 = 0{,}95 . 159\, (1{,}31 - 1{,}87 . 1{,}59 + 1{,}59^2)\, 0{,}57 . 0{,}0097 . 5{,}6 = 151 . 0{,}87 . 0{,}031 = 4{,}1 \text{ Pfk.}$$

Wenn nun nur 12 Sägen eingehängt werden, so wird dieser Betrag unter Annahme eines Werthes von $x = 0{,}12$ zu demjenigen

$$N_1' = 4{,}1 \left(1 - 0{,}12\, \frac{15 - 12}{15}\right) = 4{,}1 . 0{,}976 = 4{,}0 \text{ Pfk.}$$

sich verringern.

Die Nutzarbeit erfordert bei einem Werthe $k = 3{,}0$, wie er für lufttrockenes Holz vorauszusetzen ist, eine Leistung von

$$N_2 = 3{,}0\, (1 + 5 . 0{,}4) . 1{,}436 = 12{,}9 \text{ Pfk.},$$

so daß zum Betriebe des Gatters unter den gemachten Voraussetzungen

$$N = 4{,}0 + 12{,}9 = 16{,}9 \text{ Pfk.}$$

erfordert werden.

Es mögen hier noch die Folgerungen angeführt werden, welche Hartig aus den von ihm an Holzbearbeitungsmaschinen angestellten Versuchen [1]) zieht. Danach kann man den Arbeitsaufwand in Pferdekräften ausdrücken durch:

$$N = 0{,}83 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pfk.}$$

bei einer Schwartensäge (Seitengatter), wenn F die Schnittfläche in Quadratmetern für die Stunde und z die Vorschiebung für jeden Schnitt bedeutet. Man hat hierin zu setzen:

für trockenes Fichtenholz $\alpha = 0{,}046$; $\beta = 0{,}33$; $z = 2 - 8$ mm,
für Eschenholz . . . $\alpha = 0{,}052$; $\beta = 0{,}376$; $z = 1 - 5$ mm.

In gleicher Art berechnet sich die Betriebskraft für eine Bandsäge mit 1,5 mm dickem Blatte und 0,855 m großen Sägenscheiben, welche 150 Umdrehungen machten, zu

$$N = 0{,}19 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pfk.},$$

worin für trockene Hölzer durchschnittlich $\alpha = 0{,}052$; $\beta = 0{,}465$ und die

---

[1]) Mittheilungen d. Kgl. Sächs. Polytechn. Schule zu Dresden, Leipzig 1873.

Vorschubgeschwindigkeit z für die Secunde zwischen 8 und 34 mm anzunehmen ist.

Für eine Kreissäge von 0,870 m Durchmesser und 3,05 mm Dicke, welche in der Minute 850 Umdrehungen machte, fand sich die Formel:

$$N = 1{,}18 + \varepsilon F \text{ Pfk.},$$

worin man zu setzen hat für

Fichte . . . . . $\varepsilon = 0{,}180$,
Erle . . . . . $\varepsilon = 0{,}161$,
Rothbuche . . . . $\varepsilon = 0{,}177$,
Esche . . . . . $\varepsilon = 0{,}336$.

Steinsägen. Man wendet die Sägen zuweilen auch für die Zertheilung weicher Steinarten, wie z. B. mancher Sandsteine, des Alabasters, Serpentins, an; doch tritt hierbei sehr schnell eine Abstumpfung der Zähne ein, so daß diese Verwendungsart eine vergleichsweise seltene ist. Die Maschinen, welche man hierzu in Gebrauch hat, sind nicht wesentlich von den für Holz gebräuchlichen verschieden, nur ist die Geschwindigkeit der Sägen, seien es nun Kreis- oder Gattersägen, stets eine viel kleinere, als sie für Holz anwendbar ist, wie denn überhaupt die Geschwindigkeit der Werkzeuge im Allgemeinen um so geringer gewählt werden muß, je härter das zu bearbeitende Material ist. Da es von größter Wichtigkeit ist, bei der Verwendung gezahnter Sägen für Steine das sich bildende Steinmehl möglichst schnell aus der Schnittfuge zu entfernen, indem dasselbe andernfalls als Schleifpulver wirken und die Abstumpfung sehr beschleunigen würde, so ergiebt sich, daß die Anwendung der oben beschriebenen horizontalen Sägegatter hier ganz unthunlich ist. Es ist zwar von Pfister[1]) in Zürich der Versuch gemacht, horizontale gezahnte Sägen zum Schneiden von Steinen, wie Marmor, zu verwenden, dabei wurde aber die Säge aus dem angegebenen Grunde einer schnellen Entfernung des Steinmehls von unten gegen den festliegenden Stein gedrückt, so daß das Steinmehl von selbst herausfallen konnte. Immerhin sind indessen gezahnte Sägen zur Steinbearbeitung nur in den seltensten Fällen angewendet worden, und man benutzt hierzu viel häufiger und für härtere Steine ganz ausnahmslos anstatt der gezahnten Sägeblätter glattrandige Schienen von Eisen oder Kupferblech, sogenannte Schwertsägen, welche die zertheilende Wirkung unter Zuhülfenahme von Sand erzielen, der unablässig in die Schnittfuge eingeführt wird. §. 87.

Derartige Sägen werden stets in einen wagerecht hin- und hergeführten Rahmen und zwar so eingehängt, daß ihre Ebene senkrecht ist und das Ein-

---

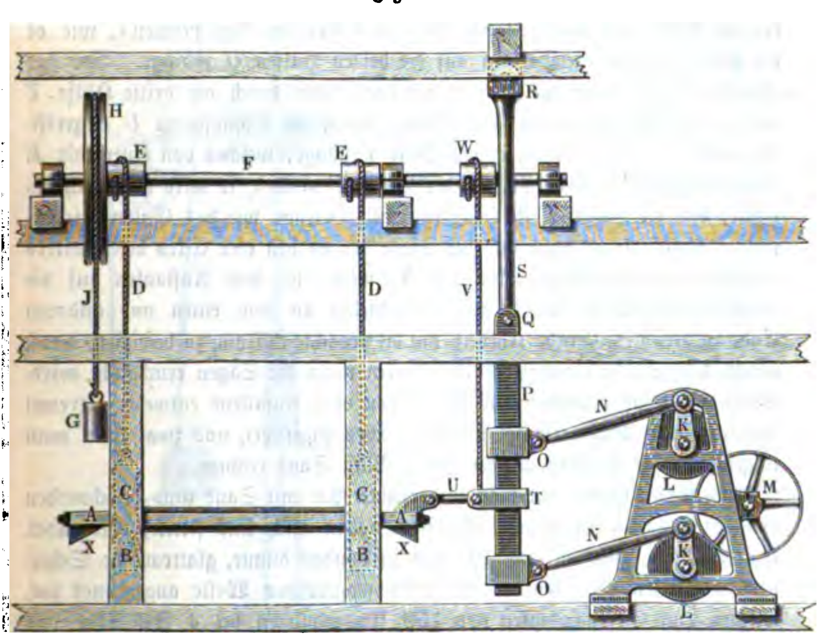
[1]) Siehe Prechtl, Technol. Encyklopädie. Artikel: „Steinarbeiten" von Karmarsch. Bd. 16.

dringen von oben in den fest gelagerten Stein erfolgt, weil es nur in dieser Art möglich ist, den Sand regelmäßig unter die arbeitende Kante des Blattes zu bringen. Die Arbeit dieser Sägen ist daher als eine Schleifwirkung anzusehen, insofern die einzelnen Sandkörner von der mit bestimmtem Drucke darauf lastenden Säge bei deren Bewegung mitgenommen werden, wobei dieselben einzelne feine Steintheilchen in Mehlform abstoßen. Dem entsprechend kann die Leistung solcher Sägen, d. h. deren Vordringen in den Stein, auch nur sehr gering sein, und es ist dieselbe naturgemäß um so kleiner, je härter der zu zertheilende Stein ist. Die Erfahrung hat gezeigt, daß es für die gute Wirkung solcher Sägen vortheilhaft ist, die Geschwindigkeit derselben nur mäßig zu wählen und dieselben jedenfalls viel kleiner, als für Holz üblich ist, anzunehmen. Man giebt dem Sägeblatte in der Regel nur 30 bis 40 Doppelhübe von etwa 0,4 bis 0,5 m Länge. Ein größerer Hub ist deswegen nicht zu empfehlen, weil damit eine zu schnelle Entführung des eingebrachten Sandes in Verbindung steht. Der angewendete Sand wird niemals trocken, sondern immer mit einem Zusatze von Wasser gebraucht, derart, daß der gebildete Sandbrei zwar dünn genug ist, um die Sandkörner leicht unter die Säge treten zu lassen, aber doch nicht so dünnflüssig, daß eine zu schnelle Entfernung des Sandes zu befürchten steht. Wie schon bemerkt, ist es zur Wirkung der Steinsägen erforderlich, die letzteren mit einem gewissen Drucke auf dem Sande lasten zu lassen; auch die Größe dieses Druckes ist für die Wirksamkeit der Säge von Bedeutung, insofern ein zu großer Druck das Unterbringen von Sand unter die arbeitende Kante der Säge erschwert. Da die ganze Wirkung nur auf derjenigen des Sandes beruht, so pflegt man die Säge in der Regel bei jedem Wechsel der Bewegung in ihrer Ebene ein wenig zu heben oder zu lüften, damit dem Sande stets Gelegenheit gegeben werde, unter die Säge zu treten. Die gebildete Schnittfuge ist bei gehöriger Sandzuführung immer etwas breiter als die Stärke des Blattes, was sich dadurch erklärt, daß auch die mit den Seitenflächen des Blattes in Berührung kommenden Sandkörner eine abreibende Wirkung äußern; die hierdurch erzielte Verbreiterung der Schnittfuge hat denselben vortheilhaften Einfluß, wie die bei dem Holzschneiden durch das Schränken erzeugte, den nämlich, daß die Säge sich leichter in der Fuge bewegen läßt, ohne einem Festklemmen ausgesetzt zu sein. Da der Sand natürlich auch auf die Sägeblätter eine abreibende Wirkung äußert, so erklärt sich hieraus die kurze Dauer solcher Sägeblätter von meist nur wenigen Wochen.

Ein Gatter zum Schneiden von Stein der zuerst von Tullock in London angegebenen und im Wesentlichen auch von Anderen beibehaltenen Bauart stellt die Fig. 296 dar. Der wagerechte Gatterrahmen *AA* enthält eine größere Anzahl (bis zu 16) hochkantig gestellter Bandeisenschienen von etwa

100 bis 150 mm Höhe, 1,5 bis 2 mm Dicke und einer Länge, welche die Länge des darunter fest liegenden Steines um etwa 0,6 m übertrifft. Die Längsriegel *A* des Gatters finden ihre Unterstützung auf vier Rollen *B*, welche in zwei niedrigen Rahmen *C* befindlich sind, derart, daß das Gatter bei der ihm ertheilten wagerechten Hin- und Herbewegung auf diesen Rollen mit geringem Widerstande sich bewegen kann. Die Rahmen *C* der Rollen sind an zwei Ketten oder Seilen *D* aufgehängt, welche auf die Trommeln *E* einer über dem Gatter längsweise gelagerten Welle *F* gewunden sind, derart, daß durch entsprechende Umdrehung dieser Welle eine allmälige Senkung

Fig. 296.



der Tragrahmen *C* und des Gatters in dem Betrage stattfinden kann, in welchem die Sägen in den Stein eindringen. Diese Senkung erfolgt selbstständig durch das Eigengewicht des Gatters und der Tragrahmen, und zwar derart, daß durch ein Gegengewicht *G*, welches an einem über die größere Rolle *H* gewickelten Seile *J* hängt, das Gewicht des Gatters soweit ausgeglichen ist, daß auf die Sägen nur noch der zum Schneiden erforderliche Druck entfällt. Diese Anordnung gestattet durch die Wahl eines geeigneten Gegengewichtes *G* den Druck auf die Sägen nach Maßgabe von deren Anzahl und der Härte des Steines in einfacher Art zu regeln und gewährt

gleichzeitig ein Mittel zum Anheben des Gatters nach beendigtem Schnitt durch einen Zug an dem Seile *J*.

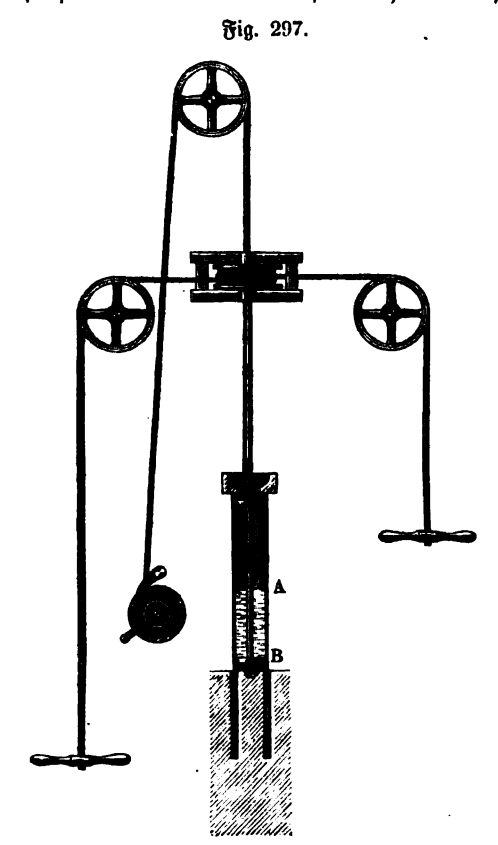
Zur Bewegung des Gatters dienen die beiden Kurbeln *K*, welche in Hinsicht ihrer Länge und Richtung genau übereinstimmen, und denen durch die gleich großen Stirnräder *L* von der Betriebswelle *M* dieselbe Umdrehungsgeschwindigkeit mitgetheilt wird. Die Anordnung zweier Kurbeln ist hier mit Rücksicht auf das allmälige Niedersinken des Gatters gewählt, und zwar läßt man die Kurbelstangen *N* an zwei Hülsen *O* angreifen, die sich auf der senkrecht herabhängenden Stange *P* frei verschieben können. Diese Stange *P* ist bei *Q* mittelst eines Scharniers drehbar an die um den festen Zapfen *R* pendelnde Schwinge *S* angelenkt, wodurch die Wirkung erreicht wird, daß diese Stange stets in senkrechter Lage verbleibt, wie es der gleiche Schub der Kurbeln auf die beiden Hülsen *O* bedingt. Von der Stange *P* geht dann der Betrieb auf das Gatter durch die dritte Hülse *T* aus, an welcher eine kurze, das Gatter bewegende Schubstange *U* angreift. Da auch diese Hülse *T* an einem Seile *V* hängt, welches von einer mit *E* übereinstimmenden Trommel *W* der Welle *F* abläuft, so wird hierdurch erreicht, daß die Hülse *T* stets in demselben Betrage wie das Gatter niedersinkt. Noch erkennt man aus der Figur die an den vier Ecken des Gatters angebrachten keilförmigen Knaggen *X*, welche bei dem Auflaufen auf die Unterstützungsrollen das Gatter abwechselnd an dem einen und anderen Ende in geringem Grade erheben, um die gedachte Lüftung zu bewirken, durch welche dem Sande ein besseres Untertreten unter die Sägen ermöglicht wird. Sand und Wasser werden den Sägen von oben einfallend entweder getrennt oder zu einem Brei vereinigt ununterbrochen zugeführt, und zwar kann man ungefähr 4 bis 5 Maß Wasser auf 1 Maß Sand rechnen.

Auch Kreissägen hat man in derselben Art mit Sand zum Zerschneiden von Steinplatten in schmale Streifen, wenn auch nur selten, verwendet. Unsere Quelle giebt an, daß Wildes in London dünne, glattrandige Scheiben von Eisen oder Kupfer auf einer wagerechten Welle angeordnet hat, welchen eine Geschwindigkeit von 150 Umdrehungen bei 4 Fuß oder von 300 Umdrehungen bei 2 Fuß Durchmesser, also eine Umfangsgeschwindigkeit von $31{,}4' = 10\,\mathrm{m}$ ertheilt wurde. Dieser verhältnißmäßig großen Geschwindigkeit entsprechend, durfte der Druck der Sägen gegen den darunter auf einem Schlitten beweglichen Stein nur gering gewählt werden. Das Vorrücken des den Stein tragenden Schlittens gegen die Sägen wurde mittelst eines Zuggewichtes erzielt.

Es mögen hier noch diejenigen Sägemaschinen erwähnt werden, welche man im Bauwesen verwendet hat, um aus Steinblöcken cylindrische Säulenschäfte oder Wasserleitungsröhren zu erzeugen. Auch hierfür hat man glattrandige Werkzeuge unter Zuhülfenahme von Sand

verwendet, so daß die Herstellung dieser Gegenstände ebenfalls als ein eigentliches Ausschleifen betrachtet werden kann. Als Werkzeug hat man für engere Röhren ein cylindrisches, immer senkrechtes Blechrohr A, Fig. 297, verwendet, dessen unterer gerader Rand das Ausschneiden bewirkt, sobald das Rohr in eine drehende Bewegung versetzt wird. Das Gewicht der Röhre selbst bewirkt dabei den erforderlichen Druck, und die Einführung des Sandes und Wassers erfolgt durch das Innere der Röhre, worin sich eine genügend hohe Säule dieses Gemenges erhält, um durch die Schnittfuge hindurch eine stetige Bewegung des Schleifmittels zu erzeugen, welches oberhalb bei B austritt. Bei dem Betriebe dieser Maschinen zur Herstellung der Wasserleitungsröhren für die Stadt Manchester aus einem harten Kalksteine wandte man zur Bohrung der Röhren von 13 Zoll Durchmesser und 6 Fuß Länge Sägen von 8 Fuß Länge und 62,8 kg Gewicht an, woraus sich der Druck für 1 Quadratzoll Arbeitsfläche zu 3,2 kg oder für 1 Quadratcentimeter zu 0,46 kg ergiebt; eine Angabe, welche man auch zur Feststellung des Druckes für die Schwertsägen der Fig. 296 bei dem Schneiden von Marmor verwenden kann. Für die Wirkung solcher Sägen ist es zweckentsprechender, denselben eine absetzend hin- und hergehende, anstatt einer unausgesetzt nach derselben Richtung erfolgenden Drehung zu ertheilen.

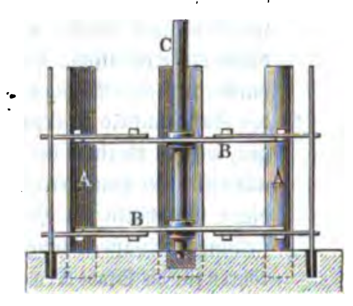
Fig. 297.



Für größere Durchmesser, wie sie z. B. den Säulenschäften zukommen, ist es nicht gut möglich, die Säge aus einem einzigen Rohre herzustellen, in diesem Falle hat man dem Werkzeuge wohl eine Einrichtung gegeben, wie

sie durch Fig. 298 verdeutlicht wird, welche die Maschine vorstellt, die zur Herstellung der Säulenschäfte bei dem Bau der Pariser Börse[1]) Verwendung fand. Als arbeitende Werkzeuge dienten hier acht Flacheisenschienen A, welche im Umfange eines senkrechten Cylinders durch zwei Radsterne B so gehalten wurden, daß sie bei der Umdrehung der mit der Axe C fest verbundenen Sterne an dieser Drehung zwar theilnehmen mußten, sich dabei aber in senkrechter Richtung frei in Schlitzen der Sterne abwärts bewegen konnten. Das Gewicht dieser Schienen erzeugt hier den zum Sägen erforderlichen Druck, die Zuführung von Sand und Wasser geschah in der üblichen Weise von oben.

Fig. 298.





Die Leistungsfähigkeit der Steinsägen oder die Größe der von denselben in bestimmter Zeit erzeugten Schnittfläche hängt naturgemäß außer von der Beschaffenheit des zu zertheilenden Steines und des zur Verwendung kommenden Sandes wesentlich von dem Drucke und der Geschwindigkeit der Sägen ab. In allen Fällen ist das Eindringen der Säge sehr gering, und man pflegt wohl anzunehmen, daß in mittelhartem Marmor die Säge in 24 Stunden höchstens um 0,24 m eindringe, was bei einer größten Länge des Steinblockes von 4 m einer durchschnittlichen Leistung von 0,48 qm in 12 Stunden entspricht.

Nach einer Angabe von Taffe wurde bei vier Sägegattern, deren jedes 16 Sägen führte und in jeder Minute 80 bis 82 einfache Züge machte, wozu sie zusammen eine Betriebskraft von acht Pferden bedurften, in 24 Stunden ein Eindringen der Sägen in mittelharten Marmor von vier Zoll beobachtet. Dies entspricht bei einer Länge von acht und neun Fuß der Blöcke einer Schnittfläche von im Ganzen 204 Quadratfuß oder 20 qm, so daß man für jede Pferdekraft innerhalb 24 Stunden hiernach eine Leistung von 25,5 Quadratfuß = 2,5 qm rechnen kann. Bei einer anderen Maschine ergab sich die Leistung einer Pferdekraft in 24 Stunden etwas geringer zu 2,1 qm.

---

[1]) Prechtl, Technolog. Encyklopädie, 16. Lieferung, „Steinarbeiten“.

Zur Beurtheilung der bei dem Zertheilen anderer Steine aufzuwendenden Leistung dürfte die folgende, unserer oben genannten Quelle entnommene, von Morisot herrührende Zusammenstellung nützlich sein, welche diejenigen Zeiten angiebt, die ein Arbeiter erfahrungsmäßig gebraucht, um eine Schnittfläche von einer Quadrat-Toise = 3,78 qm in dem betreffenden Stein zu erzeugen, wobei von den Arbeitern durchgehends 100 einfache Sägenzüge in der Minute vollführt wurden. Es beträgt diese Zeit bei:

	Specif. Gew.	Stunden
Aeußerst weichem grobkörnigem Kalkstein	1,6	4,5
Mittelhartem Kalkstein von gleichförmigem Korn .	2,2	4,5
Ziemlich hartem, einige Muscheln enthaltendem Kalkstein	2,3	7,2
Sehr fein- und gleichförmig körnigem Kalkstein . .	2,4	6,7
Marmor, weichste Sorte.	—	5,6
Weißem Statuenmarmor	—	7,2
Grauem Granit aus der Normandie	—	50,4
Grauem Granit aus den Vogesen	—	70,0
Rothem und grünem Porphir	—	117,7

Für das Schneiden von Alabaster mittelst der Zahnsäge fand Karmarsch durch Versuche, daß zwei Mann bei einer Geschwindigkeit von 120 bis 125 einfachen Zügen von 19 bis 20 Zoll = 0,50 bis 0,53 m Länge durchschnittlich in einer Stunde 4,5 Quadratfuß = 0,45 qm Schnittfläche erzeugten.

Fournirschälmaschinen. Um Holzblöcke in dünne Blätter zu zerlegen, hat man anstatt der in §. 81 besprochenen Fournirsägen mehrfach Maschinen zur Anwendung gebracht, welche die Zertheilung durch die schneidende Wirkung eines Messers bewirken, das von dem Holzstücke die Fournire abschält. Da hierbei ein Verlust an Holz in Folge einer stattfindenden Bildung von Sägespänen nicht eintritt, so ergiebt sich hieraus der Vortheil einer besseren Ausnutzung des zu verarbeitenden Holzes, welcher bei dem hohen Werthe, den die hierbei zur Verarbeitung gelangenden Hölzer in der Regel haben, von besonderer Bedeutung ist. Man hat indessen dieses Verfahren des Schälens nicht nur für die Erzeugung von Fournirsen, sondern überhaupt zur Darstellung von spanartigen Erzeugnissen verwendet, wie solche so mannigfache Anwendung bei der Herstellung von Schachteln, Zündholzbüchsen u. s. w. finden. Auch verwendet man die so erzeugten papierdünnen Blättchen als Tapeten oder zum Ueberzug von Buchdeckeln, selbst für Visitenkarten und zu den mannichfaltigsten Zwecken. Auch hat es nicht an Versuchen gefehlt, dünnes Bleiblech in ähnlicher Art aus einem gegossenen Bleiblocke herzustellen. §. 88.

Das bei diesen Maschinen zur Wirkung gebrachte Werkzeug stimmt seiner wesentlichen Einrichtung und Wirkungsart nach mit dem gewöhnlichen Handhobel der Holzarbeiter überein, nur hat das darin enthaltene Messer, das sogenannte Hobeleisen, eine größere Breite entsprechend der Breite des zu bearbeitenden Holzstückes. Die zu dem Zwecke gebrauchten Maschinen kann man unterscheiden in solche mit hin- und wiederkehrender und in solche mit unausgesetzt drehender Bewegung.

Was die erstere Art der Maschinen mit absetzender Bewegung betrifft, so wird diese Bewegung bei einzelnen Maschinen dem Messer, bei anderen dem Arbeitsstücke ertheilt, ebenso hat man diese Bewegung in einzelnen Fällen in senkrechter und in anderen Fällen in wagerechter Richtung angeordnet. Ein Unterschied in der Wirkungsweise wird hierdurch nicht bedingt. Das Abschälen eines Spans von dem Holzstücke findet natürlich nur bei der Bewegung nach der einen Richtung statt, worauf der Rückgang leer erfolgt, und es muß zur Bildung eines neuen Spans das Messer dem Arbeitsstücke nach erfolgtem Rückgange in dem der Dicke des beabsichtigten Blattes entsprechenden Betrage genähert werden. Diese Vorschubbewegung ertheilt man in der Regel aus leicht ersichtlichen praktischen Gründen nicht dem hin- und hergehenden Theile, sondern demjenigen, welcher während der Arbeit feststeht, also dem Messer, wenn das Holz die Arbeitsbewegung empfängt, oder dem Holze bei der Anordnung eines hin- und hergehenden Messers. Diese Maschinen zerlegen das Holz in eine Anzahl einzelner Blätter, deren Länge und Breite den Abmessungen des zertheilten Holzstückes entspricht.

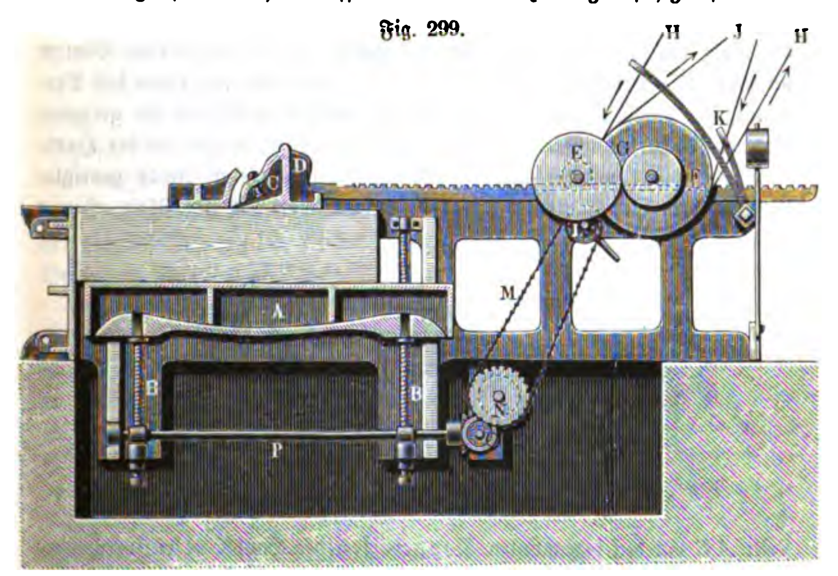
Dem entgegen giebt man bei den Maschinen mit stetiger Arbeit immer dem Holze die zum Abschälen erforderliche Bewegung, indem man dieses Holz mit einer und zwar wagerechten Axe fest verbindet, so daß es an der dieser Axe ertheilten Umdrehung sich betheiligen muß. Das gerade und genau zur Drehaxe des Holzes parallel gestellte Messer empfängt hierbei ebenfalls eine stetige Bewegung, vermöge deren es sich sehr langsam der Drehaxe nähert, so daß in Folge dieser Anordnung der cylindrische Holzblock durch einen Spiralschnitt in ein einziges Blatt von sehr großer Länge zerlegt wird, welches bei seiner geringen Dicke biegsam genug ist, um auf einen Haspel aufgewunden werden zu können. Daß bei allen Schälmaschinen die Möglichkeit, äußerst dünne Blätter herstellen zu können, an die Bedingung einer sehr genauen Ausführung der Maschine und namentlich einer sehr sicheren Unterstützung aller Theile geknüpft ist, ergiebt sich von selbst.

Aus den vorstehenden Bemerkungen ersieht man auch, daß die Trennung des Holzes in diesen Maschinen durch einen Spaltungsvorgang erfolgt, bei welchem die Spaltfestigkeit, d. h. die auf der Trennungsfläche senkrechte Zugfestigkeit, zu überwinden ist, es gelten daher in Betreff

der Wirksamkeit dieser Maschinen die an früheren Stellen angeführten Betrachtungen über das Schneiden. Da die Schälmaschinen in mancher Hinsicht gewisse Uebereinstimmung mit den in einem späteren Abschnitte zu besprechenden Hobelmaschinen und Drehbänken haben, so erscheint es genügend, hier nur die wesentliche Einrichtung der hauptsächlichsten Vertreter dieser Art von Maschinen anzuführen.

Die Fig. 299 läßt die Einrichtung erkennen, welche der Schälmaschine von Bernier & Arbey[1]) gegeben ist. Das zu verarbeitende Holzstück findet seine Unterstützung auf dem Tische A, der durch vier seine Ecken ergreifende Schraubenspindeln B einer Hebung befähigt ist. Das

Fig. 299.



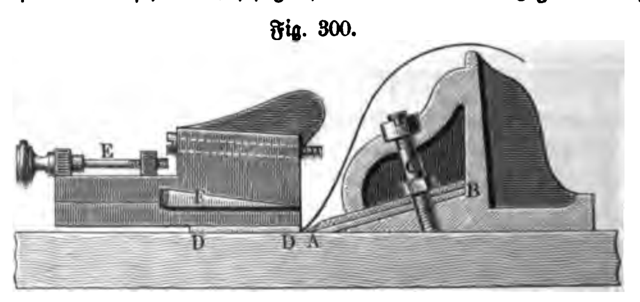
Messer C ist in einem starken Querschlitten D angebracht, welcher in prismatischen Führungen zu beiden Seiten auf den Wangen des Gestells sicher gleiten kann, und dem die Bewegung mittelst zweier Zahnstangen ertheilt wird, in welche Zahngetriebe auf der Welle E eingreifen. Die Umdrehung dieser Welle erfolgt von der Betriebswelle F aus durch Vermittelung des Rädervorgeleges G, und zwar erhält die Triebwelle F abwechselnd ihre Bewegung nach entgegengesetzter Richtung durch einen offenen Riemen H und einen gekreuzten Riemen J. Die Einrichtung ist so getroffen, daß der Werkzeugschlitten bei seinem Hin- und Hergange durch Anstoßen an passend eingestellte Knaggen die Umlegung der Riemengabeln K und damit den

[1]) Armengaud, Public. industr. Tome 14, Pl. 26.

Bewegungswechsel selbstthätig bewirkt. Ebenso trifft ein Knaggen des Messerschlittens nach Beendigung von dessen Rückgange gegen ein auf der Axe L befindliches Sternrädchen, wodurch dieser Axe eine Umdrehung um einen Zahn dieses Sterns ertheilt wird, welche Drehung durch das Kettengetriebe M und Zahnräder N einer wagerechten Hülfswelle O mitgetheilt wird. Wie diese Welle durch Vermittelung von zwei Kegelradpaaren zweien Wellen P die Bewegung mittheilt, und wie diese letzteren durch Schrauben ohne Ende und Schneckenräder die vier Schraubenspindeln bewegen, ist aus der Figur leicht verständlich. Durch die übereinstimmende Drehung dieser Schraubenspindeln, deren zugehörige Muttergewinde fest an dem Tische A angebracht sind, wird jedesmal nach dem erfolgten Rückgange des Werkzeugs das Holz um so viel erhoben, wie die Stärke des zu schneidenden Blattes beträgt. Die Veränderung dieser Stärke hat man nicht nur durch das Verhältniß der auswechselbaren Zahnräder N, sondern auch durch die geeignete Zahl der Arme des auf L befindlichen Sternrädchens genügend in der Hand.

Das Messer, welches der besseren Wirkung wegen in etwas geneigter Lage auf dem Querschlitten befestigt ist, erkennt man aus Fig. 300. Hierin

Fig. 300.



stellt AB ein den sogenannten Doppeleisen der Handhobel entsprechendes Schneidegeräth vor, das durch eine größere Anzahl von Schrauben C fest in dem Querschlitten in einer geneigten Lage erhalten wird. Unmittelbar vor der Schneide dieses Messers befindet sich eine fest auf das Holz gepreßte Schiene DD von Kupfer, welche dem dünnen abzutrennenden Holzplättchen die genügende Widerstandsfähigkeit ertheilt und vor einem Einreißen des Holzes sichert. Diese Platte, welche durch ihre Stellung die Dicke der gebildeten Blätter bestimmt, ist einer genauen Einstellung in wagerechter und senkrechter Richtung durch Stellschrauben E und ein Keilstück F befähigt. Das gebildete Blatt tritt, wie bei jedem Handhobel der Span, durch den Zwischenraum zwischen der Schneide des Messers und der erwähnten Druckplatte D heraus.

Auf der hier besprochenen Maschine können Hölzer geschnitten werden, deren Länge bis zu 2,3 m und deren Breite bis zu 1,8 m beträgt. Die

Geschwindigkeit des Messerträgers soll man dabei passend zwischen 14 und 16 m in der Minute wählen, so daß beispielsweise bei einer Länge des Schnittes von 1,6 m in jeder Minute nahezu fünf Schnitte gemacht werden können. Man soll die Arbeit in so genauer Art auf dieser Maschine ausführen können, daß aus einer Holzstärke von 27 mm 100 bis 150 Blätter entstehen, so daß also die Dicke der letzteren nur 0,27 bis 0,18 mm betragen würde. Da so dünne Holzblättchen aber in Wirklichkeit nur selten Verwendung finden, so wird als die gebräuchlichste Dicke der auf dieser Maschine zu schälenden Blätter 0,5 mm angegeben.

Von der vorstehenden unterscheidet sich die Maschine von Parker & Sleeper[1]) hauptsächlich dadurch, daß der Holzblock auf einem senkrecht auf- und niederbewegten Schlitten befestigt ist, welcher durch eine unterhalb gelagerte Kurbel seine wechselnde Bewegung empfängt. Das auf einem Querschlitten befindliche Messer nebst der vor ihm angeordneten Druckplatte wird durch eine Schraube vor jedem Schnitt um die Dicke des zu schneidenden Blattes dem Holze genähert, wogegen während des Rückganges eine geringe Rückführung des Messers erfolgt, um dem aufsteigenden Holze freie Bewegung zu gestatten.

In Fig. 301 (a. f. S.) ist die Maschine von Garand[2]) dargestellt, welche den Zweck hat, den cylindrischen Holzblock durch einen Spiralschnitt in ein sehr langes dünnes Blatt zu zerlegen. Das Holz ist zu dem Ende an beiden Stirnflächen fest zwischen die Enden zweier in derselben Geraden gelagerten Axen gespannt, derart, daß bei der Umdrehung dieser Axen der Block an deren langsamer Drehbewegung theilnehmen muß. Während dieser Bewegung erhält das auf dem Schlitten *A* befindliche Messer, dessen Schneide genau parallel mit der Drehungsaxe des Holzes ist, eine langsame Vorschiebung mittelst der Schraube *B*, und da diese Bewegung für jede Umdrehung des Blockes von derselben Größe, nämlich der Dicke des zu schneidenden Blattes ist, so wird der Block hier durch einen Spiralschnitt in ein langes Blatt verwandelt, welches, zwischen dem Messer *C* und dem Druckbacken *D* hindurchtretend, auf den Haspel *E* aufgerollt wird. Der Holzblock kann allerdings nicht vollständig aufgearbeitet werden, vielmehr verbleibt ein Kern von etwa 0,16 m Durchmesser, doch ist der hierdurch veranlaßte Nachtheil geringer als der durch die Spannbildung bei dem Sägen verursachte Holzverlust. Wenn der Block nicht von vornherein die cylindrische, sondern etwa eine parallelepipedische Gestalt hat, so entstehen natürlich bei dem Beginn der Arbeit so lange einzelne mehr und mehr an Breite zunehmende Blätter, bis die cylindrische Form sich gebildet hat. Auch kann man die

---

[1]) Knight, American Mechanical Dictionary. Artikel: Veneer Cutting.
[2]) Armengaud, Publ. industr. Tome 7, Pl. 7.

Maschine dazu benutzen, um von mehreren parallelepipedischen Holzstücken einzelne Blätter abzutrennen, sobald man diese Hölzer nach Fig. 302 auf einigen Radsternen der Drehaxe befestigt, und alle Hölzer gleichzeitig in derselben Art bearbeitet. Um das Schneiden ohne Beschädigung der gebilde-

Fig. 301.

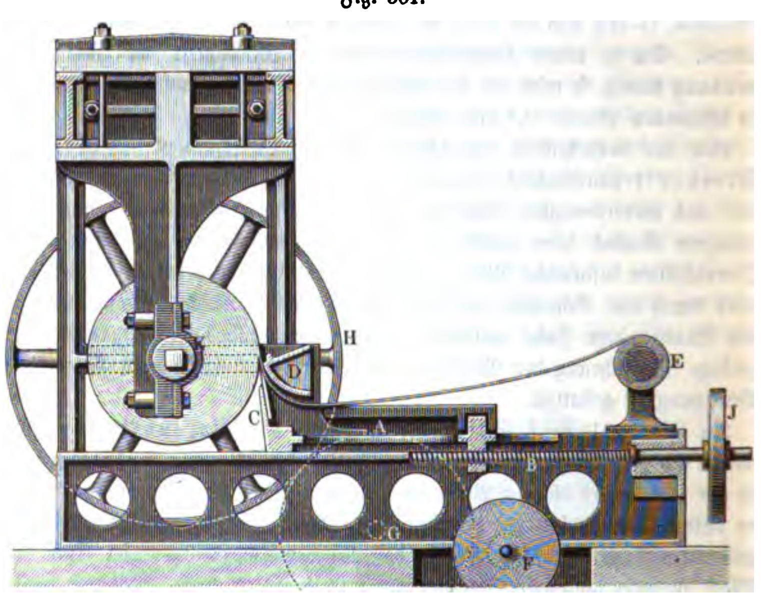
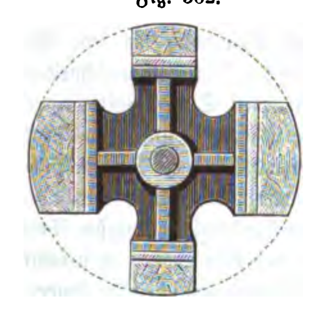


Fig. 302.



ten Blätter zu ermöglichen, ist ein vorheriges Dämpfen derselben erforderlich; auch ist bei der dargestellten Maschine zu demselben Zwecke unterhalb des Blockes ein Trog angeordnet, welcher mit durch ein Dampfrohr zu erhitzendem Wasser gefüllt ist, in welches das Holz eintaucht.

Die Umdrehung des Blockes erfolgt von der mit einer Stufenscheibe versehenen Axe *F* aus durch die Vermittelung der Zwischenwellen *G*, die beiderseits mit Zahngetrieben die auf den Drehaxen des Blockes angebrachten Zahnräder *H* umdrehen; die Stufenscheibe dient dazu, die Geschwindigkeit dem Durchmesser des Blockes entsprechend zu regeln. Die Umdrehung der Schraubenspindel *B* erfolgt durch einen auf die Scheibe *J* geführten Riemen, welcher seine Bewegung von der Axe *K* durch Vermittelung von geeigneten Kegelrädern erhält.

Unsere Quelle giebt an, daß die durchschnittliche Umdrehungszahl des Blockes in der Minute etwa 5 betrage, und daß man eine Holzdicke von 27 mm auf der Maschine bequem in 36 Blätter zerlegen könne, deren Dicke dieselbe ist, als wenn dasselbe Holz durch Sägen in 20 Blätter zertheilt wird. Diese Angaben zu Grunde gelegt, ergiebt sich, daß man einen Block von quadratischem Querschnitte bei 0,5 m Dicke, nachdem man die Ecken in einem Betrage von 0,05 m abgeschrägt hat, und wenn man einen Kern von 0,16 m Durchmesser unbearbeitet läßt, durch $54 + 225 = 279$ Umdrehungen in Blätter von einer Gesammtlänge gleich 272 m zerlegen kann. Die hierzu erforderliche Zeit würde, abgesehen von Betriebsunterbrechungen, nur 55,8 Sec. betragen; mit Rücksicht auf die durch Auf- und Abbringen der Blöcke, Schärfen des Messers u. s. w. entstehenden Unterbrechungen wird natürlich die Leistung erheblich geringer und die erforderliche Zeit mindestens die vierfache sein.

Wie schon erwähnt wurde, hat man auch in ähnlicher Art die Herstellung von Bleiblech durch Abschälen eines in cylindrischer Form gegossenen Bleiblockes vorgenommen. Eine zu diesem Zwecke verwendete, an unten angegebener Stelle [1]) veröffentlichte Maschine stimmt im Wesentlichen mit der oben beschriebenen Maschine für Holz überein. Der dabei in Anwendung kommende Bleiblock hat bei 0,62 m Durchmesser eine Länge von 0,88 m, das Messer hat bei 0,9 m Länge eine Breite von 0,2 m und eine Stärke von 40 mm, und es kann Blech in Dicken von $^1/_{300}$ bis $^1/_8$ Zoll geschnitten werden. Einer Angabe an genannter Stelle ist zu entnehmen, daß bei dem Schneiden von $^1/_{48}$ Zoll = 0,5 mm dickem Blech der Bleicylinder von 0,62 m Durchmesser und 0,88 m Länge in der Minute zwei Umdrehungen machte, und daß die Betriebsriemscheibe, welche 90 Umdrehungen machte, bei 0,78 m Durchmesser eine Breite von 0,13 m erforderte, woraus man etwa auf einen Arbeitsaufwand von 2 bis 3 Pfkrft. schließen kann.

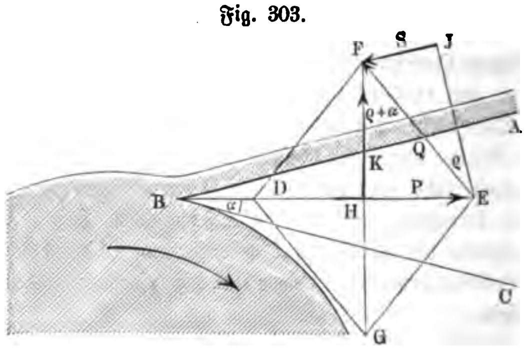
Eigenthümlicherweise ergab sich die Länge des gebildeten Bleches nur etwa zu $^2/_3$ der Umfangsbewegung des Bleiblockes, so daß bei den angegebenen Verhältnissen die Länge des in einer Minute entstehenden Bleches nur 2,6 anstatt 3,9 m betrug. Diese Verkürzung entsteht durch die Zusammenschiebung des Bleies, welche eine Folge der an dem Messer stattfindenden Reibung ist, wie man sich mit Hülfe der Fig. 303 (a. f. S.) leicht verdeutlichen kann.

Stellt hierin ABC den Durchschnitt durch die keilförmige Schneide des Messers mit dem Winkel $ABC = 2\alpha$ an der Spitze vor, und bezeichnet $DE = P$ die am Umfange des Bleicylinders wirkende, in die Mittelebene des Keils hineinfallende Kraft, so wird dieser Kraft das Gleichgewicht

[1]) Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1861, S. 74.

gehalten durch die beiden Seitenkräfte EF und $EG = Q$, welche von den zu den Keilflanken senkrechten Richtungen wie EJ um den zugehörigen Reibungswinkel $FEJ = \varrho$ abweichen müssen, da bei dem Abschälen

Fig. 303.



thatsächlich ein Gleiten an beiden Flanken stattfindet. Man hat daher nach der Figur für die Größe Q dieser Flankenkräfte die Beziehung:

$$Q = \frac{P}{2 \sin(\alpha + \varrho)},$$

und es ergiebt sich der zur Ueberwindung der Spaltfestigkeit erforderliche Druck:

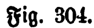
$$HF = K = \frac{P}{2 \, tg(\alpha + \varrho)}.$$

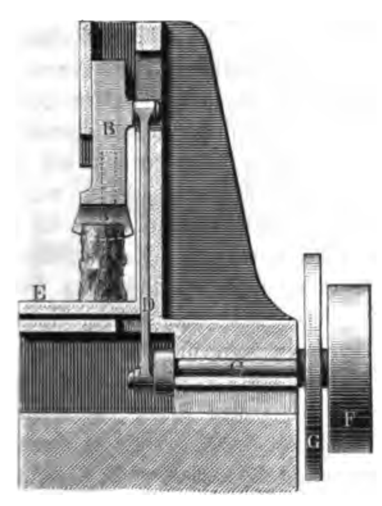
Ferner hat man die in die Richtung der Flanke AB, also in diejenige des entstehenden Bleches fallende Seitenkraft, welche das erwähnte Zusammenschieben des Bleies erzeugt: $S = Q \sin \varrho = \frac{P \sin \varrho}{2 \sin(\alpha + \varrho)}$. Diese Kraft ist also von der Größe des Reibungswiderstandes abhängig, und man wird daraus schließen müssen, daß die Zusammenschiebung verringert wird durch eine Verkleinerung der Reibung, wie sie durch Anwendung einer vorzüglichen Politur des Messers, sowie eines Schmiermittels erzielt werden kann. Mit dieser Zusammenschiebung mag es in Verbindung stehen, daß das durch Schälen gebildete Bleiblech zäher als das gewalzte und frei von Löchern und unganzen Stellen ist, wie sie bei dünnem Walzblech leicht vorkommen.

§. 89. **Spaltmaschinen.** Von den sonstigen, durch Spalten wirkenden Maschinen sind diejenigen sehr einfach, welche man zur Zerkleinerung des Brennholzes in Anwendung bringt. Das Werkzeug besteht bei denselben aus einem beilartigen Schneidinstrument, welches entweder selbst durch ein Kurbelgetriebe eine hin- und hergehende Bewegung erhält, vermöge

deren es das ihm dargebotene Holzstück zertheilt, oder welches fest aufgestellt ist, derart, daß das Holz gegen das Beil bewegt wird. Man hat die Bewegung des Beils oder Holzes ebensowohl in wagerechter wie senkrechter Ebene angeordnet. Von der Einrichtung einer solchen Maschine giebt die Fig. 304 [1]) eine ungefähre Vorstellung.

Das Beil A ist hierbei an dem Gleitstücke B befestigt, welchem durch die unterhalb gelagerte Kurbelwelle C mittelst der Schubstange D die auf- und niedergehende Bewegung ertheilt wird. Das zu spaltende Holz wird von einem Arbeiter auf die Platte E gestellt und während des Spaltens gehalten, was deswegen ohne Gefährdung geschehen kann, weil das Beil nur um eine geringe Größe von etwa 100 mm niedergeht. Die Bewegung der Welle C durch die Riemscheibe F ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie das Vorhandensein des Schwungrades G, das wegen des unregelmäßigen Widerstandes nöthig ist. Bei einer anderen an unten angezeigter Stelle [2]) veröffentlichten Maschine zu demselben Zwecke wird durch die Kurbel ein horizontales Schlittenstück bewegt, und zwar unter Vermeidung der Lenkerstange vermöge einer Schleife, in welche der Kurbelzapfen eingreift. Dieses Schlittenstück ist an jedem Ende mit einer Stoßscheibe versehen, welche, gegen das eingelegte Holzstück treffend, dieses an einem feststehenden Beile zum Spalten bringt. Diese Maschine ist daher doppeltwirkend, der Schlitten wirkt bei dem Hingange wie bei dem Rückgange. Der Hub beträgt bei diesen Maschinen etwa zwischen 0,1 und 0,2 m, dem entsprechend schwankt die Umdrehungszahl der Kurbel etwa zwischen 60 und 150. Im Uebrigen bieten diese Maschinen etwas Bemerkenswerthes nicht dar.


Fig. 304.



Hierher gehören auch die Spaltmaschinen, welche bei der Herstellung der hölzernen Schuhstifte verwendet werden. Diese Herstellung geschieht bekanntlich in der Art, daß die zu verarbeitenden Holzstämmchen (Ahorn) mittelst einer Kreissäge oder eines Gatters in runde Scheiben zerlegt wer-

[1]) Uhland, Der praktische Maschinenconstructeur, Jahrg. 1870, Taf. 72.
[2]) Ebendas., Jahrg. 1873, Taf. 15.

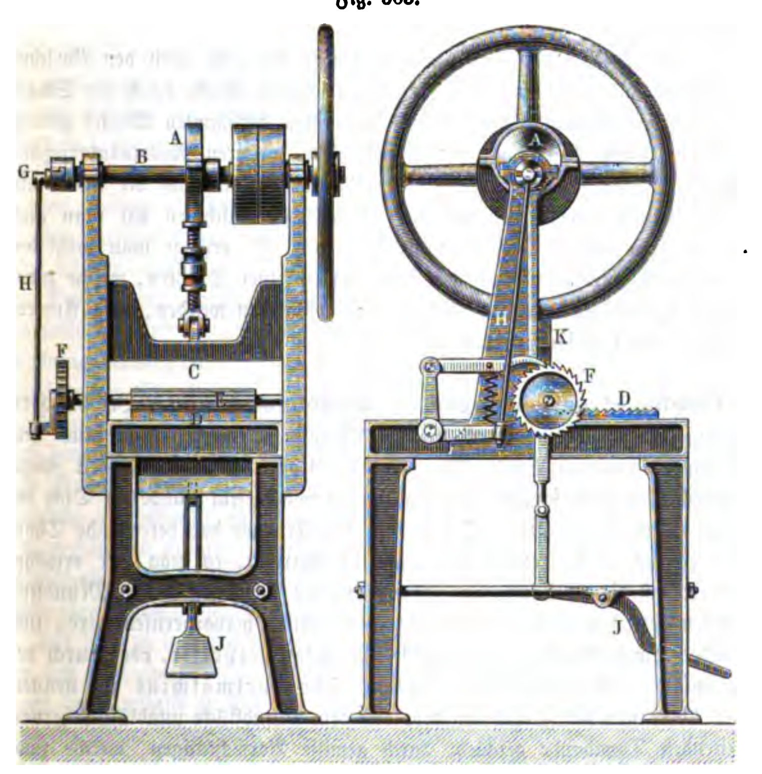
den, deren Dicke mit der Länge der zu erzielenden Stifte übereinstimmt. Nachdem nunmehr auf besonderen Hobelmaschinen in die eine Stirnfläche jeder solchen Scheibe parallele Nuthen von dreieckigem Querschnitte gehobelt sind, handelt es sich darum, durch ein Spaltmesser nach der Richtung dieser Nuthen eine Trennung zunächst der Scheiben in Streifen und dann der Streifen in Stifte zu bewirken. Die dazu dienenden Maschinen arbeiten immer mit einem senkrecht auf und nieder bewegten Messer, welches die auf einer wagerechten Tischplatte zugeführten Scheiben zertheilt. Es ist dabei von hervorragender Wichtigkeit, die Zuführung des Holzes zu dem Messer in besonders genauer und sicherer Weise zu bewirken, weil hiervon nicht nur die Gleichmäßigkeit der erzielten Stifte in Hinsicht ihrer Stärke abhängt, sondern auch der Gefahr vorgebeugt werden muß, daß das Messer seitlich von der Mitte in die Nuthen treffe, wodurch fehlerhafte Stifte mit einseitigen Spitzen entstehen würden. In Fig. 305 ist eine solche Spaltmaschine[1]) dargestellt, wie sie zur Erzeugung der amerikanischen Stifte verwendet wird, d. h. solcher Stifte, welche mit vierseitig pyramidenförmigen Spitzen versehen sind. Die sogenannten deutschen Stifte sind nicht mit eigentlichen Spitzen, sondern mit Schneiden versehen, welche durch die nur auf zwei gegenüberstehenden Seiten vorgenommene Zuschärfung gebildet werden. Während daher bei der Herstellung der letztgedachten deutschen Stifte die aus den Holzstämmen geschnittenen runden Scheiben nur nach der einen Richtung mit eingehobelten Furchen versehen werden, muß die Herstellung solcher Furchen bei der Erzeugung der amerikanischen Stifte nach zwei zu einander senkrechten Richtungen geschehen, was durch ein zweimaliges Aufbringen auf die betreffende Hobelmaschine bewirkt werden kann. Die in solcher Art vorbereiteten Holzscheiben sind hierdurch auf der ganzen Fläche mit vierseitig pyramidalen Spitzchen versehen, und es geschieht das Abtrennen der einzelnen Stifte durch eine zweimalige Wirkung der zu besprechenden Spaltmaschine nach ebenfalls zwei zu einander senkrechten Richtungen entsprechend denjenigen der besagten Furchen. Hierbei wendet man die Vorsicht an, bei der ersten Spaltung das Messer weniger tief eintreten zu lassen, um den hierbei entstehenden Streifen noch einen gewissen Zusammenhang zu belassen, wie er für die bequeme Vornahme der zweiten Spaltung erforderlich ist. Dieses Zusammenhanges wegen umgürtet man wohl auch bei der ersten Spaltung die Scheiben mit einem fest angezogenen Riemen.

Man erkennt aus der Figur das in senkrechter Ebene durch die excentrische Scheibe A der Betriebswelle B auf und nieder geführte Messer C, unter welchem die zu spaltende Scheibe D auf einem wagerechten Tische in solcher Lage befestigt ist, daß die Richtung des einen Systems von Furchen genau

[1]) Uhland, Der prakt. Maschinenconstructeur, Jahrg. 1876, Taf. 89.

parallel zu der Messerschneide ist. Der Vorschub der Holzscheibe erfolgt durch eine auf ihrem ganzen Umfange mit Riffeln versehene Walze *E*, deren Riffelung genau übereinstimmt mit den in der Holzscheibe befindlichen Nuthen. Wenn daher diese Walze nach jedem Niedergange des Messers genau um den der Theilung dieser Riffelung entsprechenden Winkel gedreht wird, so erfolgt die beabsichtigte Spaltung immer längs einer der Furchen. Wie diese Drehung durch das Schaltrad *F* und die von einem verstellbaren

Fig. 305.



Kurbelzapfen *G* bewegte Schubstange *H* mittelst passender Schaltklinke geschieht, ist aus der Figur ersichtlich; auch ist es selbstverständlich, daß die Zähnezahl des Schaltrades dieselbe wie die Zahl der Walzenriffeln sein muß. Für jede Nummer der verschieden starken Stifte, welche zu erzeugen sind, hat man daher eine passende Riffelwalze mit zugehörigem Schaltrad nöthig. Das Messer ist von beiden Seiten gleichmäßig abgeschrägt, entsprechend der Form des Furchenquerschnitts, doch pflegt man dasselbe nicht mit ganz scharfer, sondern mit mäßig abgestumpfter Schneide arbeiten zu

lassen, und zwar aus dem Grunde, um dem Messer in gewissem Grade die Fähigkeit zu ertheilen, sich das Holz selbst in die genau richtige Lage zu schieben, wenn einmal die Furchenmitte nicht genau unter die Messermitte getreten sein sollte; in diesem Falle wirkt das Messer, indem es sich mit der einen seiner Seitenflächen auf das Holz aufsetzt, wie ein Keil schiebend auf letzteres und die Spaltung erfolgt erst, wenn die Schneide im Grunde der Furche angelangt ist. Der Tritthebel *J* dient dazu, den die Riffelwalze *E* aufnehmenden Schlitten *K* zu heben. Die Zahl der Schnitte in der Minute beträgt 150.

Bei anderen Maschinen zu gleichem Zwecke hat man auch den Vorschub des Holzes mit Hülfe von zwei Schrauben bewirkt, welche durch ein Schaltrad bei jedem Aufgange des Messer's um einen bestimmten Winkel gedreht werden. Diese Wirkungsweise bedarf einer weiteren Auseinandersetzung nicht, in Betreff der Einrichtung dieser Maschinen kann auf die unten angezeigte Quelle[1]) verwiesen werden. Aehnliche Maschinen hat man auch zum Spalten anderer Stoffe angewendet, so z. B. erzeugt man wohl den bekannten Würfelzucker durch die Spaltung einzelner Streifen, welche zuvor mittelst Kreissägen aus den Zuckerbroden geschnitten wurden, diese Anwendungsart bietet Besonderheiten nicht dar.

§. 90. **Abschneidvorrichtungen für Ziegelmaschinen.** Bei der Herstellung der Backsteine durch gewisse Maschinen erzeugt man aus dem bildsamen Thone ein Band von einer der Größe der zu erzielenden Ziegel entsprechenden Querschnittsfläche und trennt von diesem Bande der Dicke der Ziegel entsprechend einzelne Stücke ab. Die Art, wie das betreffende Thonband erzeugt wird, kommt hier nicht in Betracht, es mag nur erwähnt werden, daß die Pressung, in Folge deren der Thon durch ein Mundstück hindurch getrieben wird, durch verschiedene Mittel hervorgerufen wird, insbesondere durch Walzen, oder durch eine Stempelpresse, oder durch den sogenannten Thonschneider, richtiger Thonknetmaschine zu nennen. Das Abtrennen der Ziegel von dem aus dem Mundstücke unablässig hervorquellenden Thonbande geschieht durch gewisse Vorrichtungen, welche zwar unter dem Namen von Schneidapparaten bekannt sind, deren Wirkungsweise indessen nicht in einem eigentlichen Schneiden, d. h. in der Ueberwindung der Spaltfestigkeit, besteht. Als trennende Werkzeuge verwendet man nämlich bei diesen Vorrichtungen dünne Stahldrähte, welche die Trennung in ähnlicher Art bewirken, wie man sie bei dem Zerlegen von Seifenriegeln in kleinere Stücke beobachten kann. Man vermag sich leicht durch den Versuch davon zu überzeugen, daß die Zertheilung einer plastischen

---

[1]) Ztschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrg. 1861, S. 259.

Thonmasse durch einen solchen Draht mit viel geringerem Kraftaufwande ausführbar ist, als durch den Gebrauch eines Messers, wie scharf dasselbe auch geschliffen sein möge. Man wird hierbei bemerken, daß der Keilwinkel eines solchen Messers, d. h. der mehr oder minder scharfe Schliff desselben, für den Kraftaufwand ganz unmaßgeblich ist, daß vielmehr die Breite der Messerklinge von wesentlichem Einflusse hierauf ist, insofern nämlich die Größe der zur Zertheilung aufzuwendenden Kraft mit der Breite der Messerklinge zunimmt. Andererseits kann man beobachten, daß die Anwendung eines dickeren Drahtes zwar ebenfalls eine Vergrößerung der erforderlichen Kraft im Gefolge hat, daß diese Vergrößerung aber nur unbedeutend ist. Man muß aus diesen Wahrnehmungen schließen, daß es bei der Zertheilung einer so weichen Masse, wie der Ziegelthon sie vorstellt, nicht sowohl auf die Ueberwindung der Spaltfestigkeit, als vielmehr auf diejenige eines anderen Widerstandes ankommt, welcher aus der Reibung entsteht. Es handelt sich dabei nicht um die Reibung zwischen dem Werkzeuge und dem Thone, sondern um die Reibung zwischen Thon und Thon; denn man wird bei den meisten Thonen finden, daß das heraustretende Werkzeug, ob Draht oder Messer, mit einer dünnen Thonschicht bedeckt ist, ein Zeichen dafür, daß die Reibung der Thontheilchen unter sich kleiner sein muß, als diejenige des Metalls an denselben. Dafür, daß der Widerstand hauptsächlich durch die Reibung hervorgerufen wird, spricht auch die Beobachtung, daß man, um ein in einen Thonklumpen eingeführtes Messer wieder aus demselben zurückzuziehen, fast dieselbe Kraft wie zum Einführen gebraucht. Hieraus erklärt sich denn, warum die Breite des Messers einen so erheblichen Einfluß auf den Kraftaufwand hat, da mit dieser Breite die Größe der Flächen im geraden Verhältnisse steht, an welchen Thontheilchen gegen Thontheilchen sich verschieben müssen. Es steht hiermit auch der verhältnißmäßig große Kraftverbrauch im Zusammenhange, welcher bei den erwähnten Thonschneidern oder Thonknetmaschinen auftritt.

Die hier zu besprechenden Vorrichtungen an Ziegelmaschinen würden als an sich einfache Geräthe einer weiteren Besprechung nicht bedürfen, wenn nicht der Umstand zu bemerken wäre, daß die Abtrennung von einer in ununterbrochener Bewegung befindlichen Masse, nämlich von dem stetig aus dem Mundstücke hervorquellenden Bande zu geschehen hat. Es ist klar, daß ein feststehender Apparat, welcher hierauf nicht rücksichtigen würde, ebene Trennungsflächen, wie sie für die Ziegel gefordert werden, nicht zu erzeugen vermöchte. Da nämlich während derjenigen Zeit, die das trennende Werkzeug zum Durchqueren des Thonstranges gebraucht, dieser letztere um einen gewissen Betrag sich fortbewegt, so entstände bei dem Trennen eine windschiefe Fläche, sobald das Schneidwerkzeug sich in einer festen, zur Thonbewegung senkrechten Ebene bewegen würde. Um diesem Uebelstande

zu begegnen, hat man die Einrichtung in der Art getroffen, daß der Schneidapparat selbst an der Bewegung des Thonstranges theilnimmt, in Folge dessen, da nunmehr eine relative Bewegung zwischen beiden in der Richtung des Stranges nicht mehr vorhanden ist, durch die Querbewegung des Drahtes in derselben Art ein genau ebener Schnitt erzeugt wird, wie es bei ruhendem Thone und feststehendem Schneidapparate der Fall sein würde.

In Fig. 306 ist das Wesentliche des zu dem besagten Zwecke von Gebr. Sachsenberg in Roßlau ausgeführten Schneidapparates angegeben [1]). Das aus dem Mundstücke der Thonpresse bei A heraustretende Thonband B, von einem Querschnitte entsprechend der Größe der Ziegel, schiebt sich zunächst über die in dem Gestelle C fest gelagerten Walzen D. Dieses Gestell C bildet durch seine oberen Längsschienen gleichzeitig das Geleise für einen kleinen auf Rollen laufenden Wagen E, welcher die eigentliche Schneidvorrichtung aufnimmt. Auch in diesem Wagen sind Unterlagswalzen F gelagert, über welche der Thonstrang sich hinschiebt, sobald man vor einem auszuführenden Schnitte den Wagen E nach links bis an das Mundstück geschoben hat. Der Wagen E verbleibt hierbei so lange in Ruhe, bis das Ende des Thonstranges gegen die in dem Wagen befestigte Querwand G stößt, von welchem Augenblicke an der Wagen an der Bewegung des Thonstranges theilnimmt. Wenn man daher während dieser Bewegung den in einer senkrechten Ebene angeordneten Querrahmen H horizontal nach der Querrichtung verschiebt, so daß derselbe etwa in die Lage H' kommt, so wird durch einen in diesem Rahmen eingespannten Draht J von dem Thonstrange ein Stück abgetrennt, welches eine Länge gleich dem Zwischenraume zwischen dem Schneidrahmen H und der Platte G hat. Die Schnittfläche ist dabei von ebener Beschaffenheit. Die Anordnung ist nun so getroffen, daß das abgetrennte Thonstück genügend zur Bildung von drei Ziegeln ist, und es ist daher eine Dreitheilung dieses Thonstückes erforderlich. Hierzu dienen zwei Paare in senkrechter Ebene schräg ausgespannter Schneiddrähte K, L, die zu beiden Seiten des Thonstranges in dem Gestelle des Wagens angebracht sind. Von diesen Drähten wirkt abwechselnd das vordere Paar K oder das hintere L, je nachdem der zwischen K und L befindliche abgetrennte Thonkörper nach vorn oder nach hinten geschoben wird. Um diese Verschiebung zu bewirken, ruht das abgetrennte Thonstück zwischen K und L auf drei Latten, welche in einem wagerecht verschieblichen Rahmen N angebracht sind, und in deren Zwischenräumen die besagten Schneidrähte K, L Raum finden. Durch abwechselndes Herausziehen oder Hineinschieben dieses Rahmens N wird daher stets das abgetrennte Thonstück in drei

[1]) Heusinger von Waldegg, Die Ziegel- und Röhrenfabrikation.

gleiche Theile zerlegt, welche abwechselnd auf der vorderen oder hinteren Seite des Gestelles entnommen werden können. Während dieser Trennung in drei Ziegel ist es übrigens nicht nöthig, den Wagen an der fortschreitenden Bewegung des Thonstranges theilnehmen zu lassen, sobald man das abgetrennte Stück durch Bewegung des Wagens nach rechts von dem Thonbande gänzlich ablöst, wie in der Figur angedeutet ist. In diesem Falle ist das zu zerlegende Thonstück in Ruhe befindlich, man kann durch Verschiebung des Rahmens *N* die Zerlegung bewirken, ohne daß dem weiteren Austreten des Thonstranges ein Hinderniß entgegenstände. Ein darauf folgendes Heranfahren des Wagens an den Thonstrang ermöglicht dann die Wiederholung des Schneidens in derselben Art. Die Platte *G* ist in Gestalt einer drehbaren Klappe ausgeführt, welche sich von selbst in die punktirte Lage stellt und dem hindurchtretenden Thonstrange den ungehinderten Hindurchtritt gestattet für den Fall, daß einmal in Folge einer Störung das Abschneiden unterbleiben und der Wagen bis an die bei *O* sich anschließenden festen Tragrollen sich bewegen sollte.

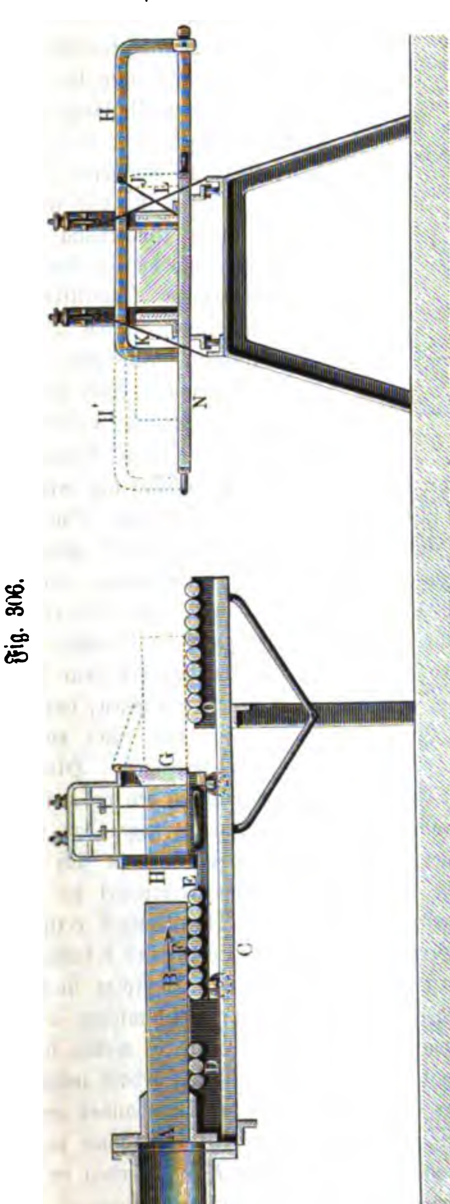
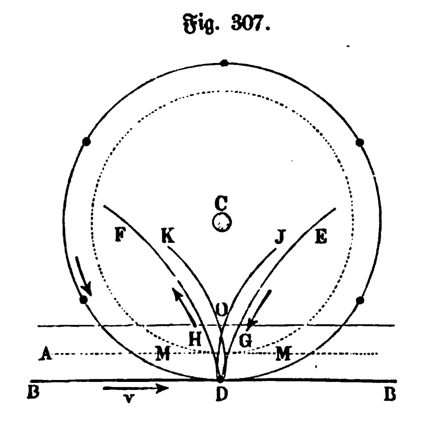


Fig. 306.

Es mag hier erwähnt werden, daß man auch noch in anderer Art die windschiefe Form der Trennungsflächen bei derartigen Ziegelmaschinen zu vermeiden gesucht hat. Anstatt nämlich den Abschneidedraht in einem mit dem Thonstrange sich fortschiebenden Wagen anzubringen, hat man denselben auch im Umfange einer Trommel angeordnet, welche in wagerechter Lage über dem Thonstrange befindlich ist, und welche vermöge ihrer Umdrehung dem Drahte ebenfalls die zur Vermeidung windschiefer Schnittflächen erforderliche ausweichende Bewegung mittheilt. Aus Fig. 307 ist die Wirksamkeit einer solchen Abschneidevorrichtung ersichtlich.

Fig. 307.



Das aus der Presse kommende Thonband A schiebt sich hier über das endlose Tuch B, welches sich mit der Geschwindigkeit des Thonbandes in der Richtung des Pfeiles bewegt. Darüber ist die Abschneidevorrichtung in Form der cylindrischen Trommel C gelagert, in deren Umfange sich eine größere Anzahl von Schneidedrähten, wie D, parallel der Axe befinden. Wird nun dieser Trommel eine Umdrehung ertheilt, so daß die Umfangsgeschwindigkeit derselben gleich der Geschwindigkeit des Thonstranges ist, so wird das Trennen des Thonstranges zwar nicht genau in einer senkrechten Ebene, aber doch in solcher Art erfolgen, daß die Trennungsfläche bei geeigneter Wahl der Verhältnisse von einer ebenen genügend wenig abweicht, um brauchbare Ziegel zu erzeugen. Hiervon gewinnt man am einfachsten eine Anschauung, wenn man sich den relativen Weg eines im Umfange der Trommel befindlichen Punktes gegen das fortschreitende Thonband aufgezeichnet denkt, zu welchem Zwecke man sich vorstellen kann, das Thonband stehe still und der Abschneidetrommel sei eine Bewegung gleich und entgegengesetzt derjenigen des Thonstranges ertheilt; durch den Zusatz einer solchen Bewegung für alle Theile wird bekanntlich an der relativen Bewegung derselben nichts geändert. In Folge hiervon ergäbe sich die relative Bewegung eines Punktes im Trommelumfange offenbar als eine Cykloide, und zwar als die gemeine Cykloide, welche durch Rollen des Trommelumfanges auf der Basis BB entsteht, sobald man die Annahme machen wollte, daß die Geschwindigkeit v des Thonbandes genau gleich derjenigen im Umfange der Trommel sei. Bei dieser Annahme würde daher der zu zertheilende Draht in dem Curvenzweige ED von oben in das Thonband eindringen, um dasselbe aufsteigend in dem Curvenzweige DF

wieder zu verlassen. Es würde daher ein Thonstück *GDH* aus dem Bande herausgeschnitten werden, so daß der beabsichtigte Zweck nur sehr unvollkommen erreicht werden könnte. Man erhält dagegen ein besseres Resultat, wenn man der Trommel eine solche Bewegung ertheilt, daß die Geschwindigkeit derselben in einem geringeren Axenabstande, wie er etwa der Mitte *M* des Thonstranges entspricht, gerade gleich der Geschwindigkeit v des letzteren gemacht ist. Unter dieser Voraussetzung ist die relative Bewegung eines Schneidedrahtes durch die verlängerte Cykloide *JDK* dargestellt, welche im unteren Theile, also innerhalb des Thonstranges, die Schleife *OD* bildet. Es geht bei einer solchen Anordnung der Schneidedraht in dem Curvenzweige *JOD* nieder, um in demjenigen *DOK* wieder empor zu steigen, und man ersieht hieraus, daß die betreffende Vorrichtung überhaupt nur annähernd den Zweck gerader Schnittflächen erreichen läßt. Für die Herstellung sauberer Ziegel dürfte dieser Apparat, welcher wegen verhältnißmäßiger Einfachheit wohl eine große Leistung ermöglichen mag, nicht geeignet sein.

Flortheiler. Mit diesem Namen belegt man diejenigen Vorrichtungen, die an den Krempelmaschinen der Streichwollspinnereien verwendet werden, um das von der sogenannten Kammwalze oder dem Peigneur durch einen Hacker abgelöste Vließ in eine größere Anzahl schmaler Bändchen zu zerlegen, welche der weiteren Verarbeitung des Spinnens zu Streichgarn unterworfen werden. Diese Flortheiler sind in der neueren Zeit in den gedachten Fabriken zu umfangreicher Verwendung gekommen, ihre Erfindung ist kaum einige Jahrzehnte alt. In früherer Zeit wurde die Einrichtung so getroffen, daß von der Kammwalze gar nicht ein zusammenhängendes Vließ abgehackt wurde, dessen nachherige Theilung erforderlich war, sondern man erhielt auf der Kammwalze selbst schon die getrennten bandförmigen Vließstreifen. Dies wurde dadurch erzielt, daß man den Kratzenbeschlag der Kammwalze, d. h. die zur Wollaufnahme mit Drahtzähnchen besetzte Belegung, in einzelnen ringförmigen von einander durch Zwischenräume getrennten Streifen anordnete, so daß bei dem Ablösen der in diesen Beschlagstreifen enthaltenen Wolle unmittelbar die gewünschten Bändchen erhalten wurden. Mancherlei Uebelstände dieser Anordnungen, namentlich der durch die besagten Zwischenräume auf der Kammwalze entstehende Ausfall an wirksamer Kratzenfläche, sowie die Ungleichförmigkeit des erhaltenen Erzeugnisses sind die Ursache gewesen, daß man von der angegebenen Einrichtung mehr und mehr abgegangen ist, derartig, daß man von der ringsum voll beschlagenen Kammwalze einen zusammenhängenden Flor in der Gestalt eines dünnen endlosen Tuches oder Vließes abkämmt, dessen Breite gleich der Länge der Kammwalze ist.

§. 91.

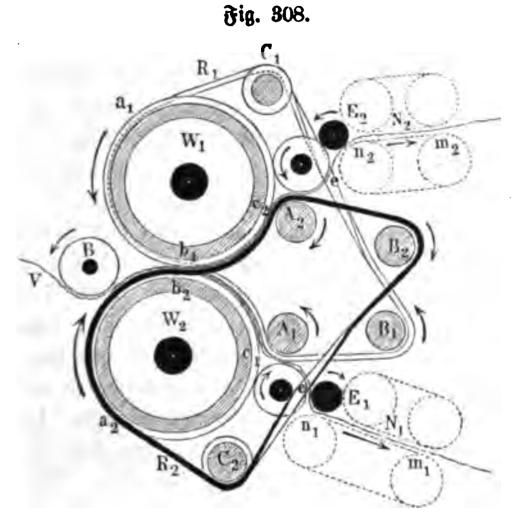
Von den zuerst gemachten Vorschlägen, dieses Vließ durch **schneidend** wirkende Werkzeuge, wie z. B. **Kreisscheren**, zu zertheilen, ist man sehr bald gänzlich zurückgekommen, denn es konnte nicht fehlen, daß durch eine solche Bearbeitung ein großer Theil der Wollhaare durchschnitten werden mußte, da dieselben doch niemals genau parallel in der Richtung des Bandes oder Fadens, sondern mehr oder minder geneigt dagegen angeordnet sind, worauf gerade bei dem Verarbeiten von Streichwolle mit Rücksicht auf die gute Verfilzungsfähigkeit der erzeugten Gewebe bei dem späteren **Walken** ein besonderer Werth gelegt wird. Mit diesem Durchschneiden der einzelnen Haare würde aber eine wesentliche Entwerthung der Wolle verbunden sein.

Von der Art, wie die Zertheilung des Flors zu geschehen hat, macht man sich leicht eine Vorstellung, wenn man die Beschaffenheit des letzteren ins Auge faßt. Der Flor oder das Vließ besteht aus den neben und über einander gelagerten Wollhaaren, welche unter einander nur durch die Reibung vereinigt sind, die sich einer Trennung entgegensetzt, und welche Reibung insbesondere durch die mehr oder minder starke Kräuselung des Wollhaars befördert wird. Die Haare liegen, wie schon bemerkt, keineswegs genau parallel, wenn sie auch im Allgemeinen durch den vorhergegangenen **Krempelproceß** in die Richtung der zu erzeugenden Bändchen gelegt wurden. Bei dem losen Zusammenhange des Flors kann nun eine Zerlegung desselben in einzelne Streifen durch **Verziehen** oder **Verzerren** in der Art erzielt werden, daß die den einzelnen Streifen entsprechenden Wollpartien von zangenartig wirkenden Theilen erfaßt werden, und daß diesen fassenden und festhaltenden Theilen eine solche Bewegung ertheilt wird, vermöge deren an der Trennungsstelle die Wollhaare eines jeden Streifens nach einer Richtung sich bewegen, welche von der Bewegungsrichtung der beiderseits benachbarten Streifen abweicht. Man kann sich von der Art dieser Zerlegung eine ungefähre Vorstellung verschaffen, wenn man das betreffende Vließ zwischen die beiden flach gegen einander gedrückten Hände gebracht und alsdann die Finger der einen Hand zwischen denen der anderen hindurchgedrückt denken wollte. Hierbei würde eine Zertheilung in der Art stattfinden, daß jeder Finger die vor ihm liegenden und von ihm fortgeschobenen Wollhaare von den benachbarten trennt, bei welcher Trennung nur die Reibung der lose neben einander liegenden Haare an einander zu überwinden ist, so daß ein Abreißen einzelner Haare nicht stattfindet. Als trennende Werkzeuge von der besagten zangenartigen Wirkung wendet man Bänder entsprechender Zahl und Breite von **Leder** oder von **Stahl** an und man unterscheidet danach wohl die **Riemchen-** von den **Stahlbandflortheilern**.

Die Riemchenflortheiler sind zuerst von **Geßner** in **Aue** erfunden, ihre Einführung in die Spinnereien erlangten sie aber erst nach den Verbesse-

rungen, welche von C. Martin in Verviers an ihnen angebracht wurden. Durch Fig. 308 ist ein Riemenflortheiler[1]) der Martin'schen Bauart der Hauptsache nach vorgestellt, welche Figur, wie die folgenden, der unten angeführten Abhandlung entnommen wurde. Das von der mit Kratzenbeschlag versehenen Kammwalze durch den Hacker abgelöste Vließ V gelangt unter der Walze B hindurch zwischen zwei eiserne Theilwalzen W_1 W_2, welche auf ihrer ganzen Oberfläche mit ringsum laufenden Furchen von 10 mm Breite und 5 mm Tiefe versehen sind. Zwischen diesen Ringnuthen sind ebenso breite Rippen von genau derselben Breite belassen, und zwar sind die Nuthen der beiden Walzen gegen einander versetzt, so daß je eine Nuth der einen Walze mit je einer Rippe der anderen zusammentrifft. Um diese Walzen und entsprechend angebrachte Rollen herum sind nun ebenso viele Riemchen R_1 und R_2 gelegt, als Nuthen im Ganzen vorhanden sind, und zwar läuft jedes dieser Riemchen, wie die Figur zeigt, zunächst von a bis b in der Nuth der einen Theilwalze, worauf dasselbe die betreffende Rippe der anderen Theilwalze von b bis c bedeckt; über die Leitrollen A, B und C, von denen B zum Spannen dient, gelangt das Riemchen wieder nach der Theilwalze zurück. Die Riemchen sind so breit und dick, daß sie die erwähnten Nuthen in den Walzen genau ausfüllen.

Fig. 308.



Die Wirkungsweise dieses Flortheilers ist nach dem Vorbemerkten leicht verständlich. Das bei b eintretende Vließ ist überall genöthigt, zwischen einem Riemchen und der von diesem Riemchen bedeckten Walzenrippe zu verbleiben, indem diese beiden Theile die zwischen sie tretenden Wollhaare ähnlich den Backen einer Zange zwischen sich fassen. Daraus ergiebt sich denn, daß an der Stelle b eine Trennung in so viele Bändchen

[1]) Rohn, Zur Entwickelungsgeschichte des Flortheilers. Verhdlgn. d. Ver. z. Bef. des Gewerbfl. 1883.

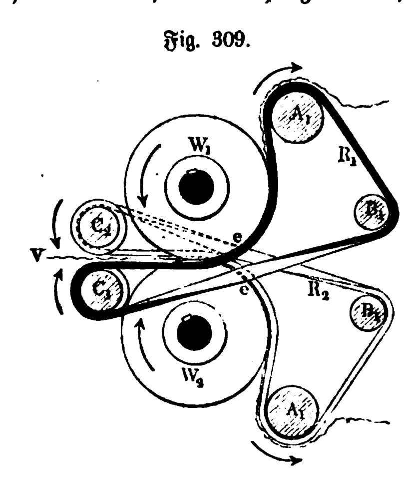
stattfinden muß, wie Riemchen vorhanden sind, indem abwechselnd immer ein Streifen dem Wege $b_1 c_2$ und der daneben befindliche dem Wege $b_2 c_1$ folgt. Die so erzeugten Bändchen verlassen bei c_1 und c_2 die Theilwalzen, indem sie den Riemchen wegen der größeren Reibung auf denselben folgen, und sie gelangen dann unter den Walzen E hinweg nach den sogenannten Nitschel- oder Würgelzeugen N, durch deren Einwirkung ihnen die für die weitere Fadenbildung erwünschte Rundung und Haltbarkeit ertheilt wird. Diese Würgelzeuge sind, da sie als Werkzeuge zur Zertheilung nicht anzusehen sind, an dieser Stelle nicht näher zu besprechen, ihrer wird an einer späteren Stelle Erwähnung geschehen; hier möge nur so viel zum Verständniß angeführt werden, daß jedes dieser Würgelzeuge aus zwei endlosen Ledertüchern besteht, die über je zwei Walzen geführt werden. Diese Tücher, deren Breite mit derjenigen der ganzen Maschine übereinstimmt, erhalten eine unausgesetzte Bewegung durch Umdrehung ihrer Walzen, und zwar so, daß die mit einander in Berührung kommenden Theile zwischen n und n genau dieselbe Geschwindigkeit wie die Theilwalzen und Riemchen haben. Vermöge dessen dienen diese Vorrichtungen zunächst zur ununterbrochenen Abführung der ihnen von den Riemchen zugehenden Bändchen. Da nun aber gleichzeitig den beiden Ledertüchern eine schnelle Hin- und Herbewegung quer, d. h. nach der Richtung ihrer Walzenaxen, ertheilt wird, und die Bewegung der beiden Ledertücher stets entgegengesetzt erfolgt, so ergiebt sich aus dieser Anordnung der rundende Einfluß auf die hindurch passirenden Bändchen, welche zwischen den Ledertüchern einer Wirkung unterworfen sind, wie sie etwa ein zwischen den beiden entgegengesetzt bewegten Händen gerollter Gegenstand erfährt.

Aus dem vorstehend über die nicht genau parallele Lage der Wollhaare und über die Wirkung der Riemchen Gesagten ergiebt sich, daß die gebildeten Bändchen seitlich nicht durch scharfe Ränder begrenzt sein können, da ein Wollhaar, welches vermöge einer etwas schrägen Lage von zwei neben einander laufenden Riemchen gleichzeitig erfaßt wird, natürlich nur dem einen Riemchen folgen kann, während es dem anderen entzogen wird. Ein Abreißen der Haare ist hierbei im Allgemeinen nicht zu bemerken, da der Widerstand, welcher sich dem Hinwegziehen des Haares von dem betreffenden Riemchen entgegensetzt, kleiner ist, als die Zugfestigkeit des Haares; das Wollhaar folgt natürlich in jedem einzelnen Falle demjenigen der beiden Riemchen, von welchem es mit der größeren Kraft erfaßt wird. Wenn nun in Folge dieses Verhaltens aus den Rändern der entstandenen Bändchen einzelne Wollhaare hervorragen, so giebt dies leicht Veranlassung zu Unregelmäßigkeiten an den Stellen bei e, wo die Bändchen den Weg der nach den Theilwalzen zurückkehrenden Riemchen kreuzen, und dieser Umstand war die Hauptursache, warum die Riemchenapparate anfänglich sich nicht brauchbar

erwiesen. Martin hat diesem Uebel einfach dadurch abgeholfen, daß er die Riemchen zwischen den Walzen *B* und *C* schränkte, indem er das eine Ende vor der Verbindung mit dem anderen um 180 Grad drehte; hierdurch wird an den gedachten Stellen der Begegnung der genügende Zwischenraum für die Wollbändchen geschaffen, welcher deren ungehinderten Durchgang ermöglicht.

Aus der Betrachtung der Figur erkennt man auch, daß zwischen den Oberflächen der Riemchen und denjenigen der Theilwalzen nothwendig ein gewisses Gleiten eintreten muß, indem jedes Riemchen abwechselnd auf dem Grunde einer Nuth und auf dem Rücken einer Rippe aufliegt. Die durch die Verschiedenheit der Halbmesser von Nuth und Rippe, welche gleich einer Lederdicke ist, veranlaßte gleitende Bewegung ist jedenfalls nur gering, indem bei den gewöhnlichen Verhältnissen die besagten Halbmesser nur um etwa 5 bis 6 mm von einander abweichen. Um dieses Gleiten gänzlich zu vermeiden, hat man

Fig. 309.

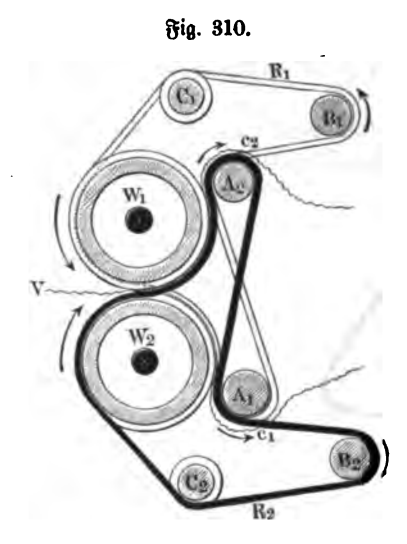


wohl die Einrichtung dahin abgeändert, daß jedes Riemchen überhaupt nur eine Theilwalze umschlingt, dies ist beispielsweise bei der von Gleißner angewendeten Riemchenführung, Fig. 309, der Fall. Es scheint jedoch die erwähnte gleitende Bewegung zwischen Walzenrippe und Riemchen nicht nur nicht schädlich, sondern eher förderlich für die Güte der erzeugten Bändchen zu sein, insofern durch das Hinwegstreichen der glatten Walzenrippe über die Wollhaare den Bändchen eine vermehrte Haltbarkeit ertheilt wird, und dies ist der Grund, warum man die Führung der Riemchen über beide Walzen meistens beibehalten hat.

Auch die Schränkung der Riemchen hat man zu beseitigen gesucht, da mit dieser nicht nur eine schnellere Abnutzung derselben verbunden ist, sondern auch jedes Riemchen abwechselnd mit seiner glatten Haarseite und der rauhen Fleischseite zur Wirkung kommt. Um die Schränkung vermeiden zu können, hat man die Anordnung so zu treffen, daß die leer zu den Theilwalzen zurückkehrenden Riemchen da, wo sie mit den Wolle führenden Riemchen der entgegengesetzten Walze zusammentreffen, mit diesen in derselben Richtung sich bewegen. Es wird genügen, in dieser Beziehung die

v. Josephy'sche Riemenführung [1]), Fig. 310, anzuführen, vermöge deren die Abführung der gebildeten Wollbändchen bei c_1 und c_2 stattfindet.

Fig. 310.



Die wichtigste Verbesserung, welche Bolette in Pepinster an den Riemchenapparaten vorgenommen hat, besteht darin, anstatt vieler einzelner Riemen einen einzigen von entsprechender Länge anzuordnen; eine Einrichtung, welche den bei der Verwendung vieler Einzelriemen bemerkten großen Uebelstand beseitigt, daß die Spannungen dieser verschiedenen Riemchen natürlich sehr verschieden ausfallen, wenn man nicht die umständliche Anordnung wählen will, für jedes Riemchen eine besondere Spannrolle [2]) anzubringen. In welcher Art das Riemchen bei der besagten Anordnung von Bolette [3]) geführt wird, läßt sich aus der Fig. 311 ersehen. Das Riemchen läuft hier in der durch die Zahlen 1, 2, 3, 4, 5, 6 angedeuteten Art in der Form einer Acht wiederholt über die beiden Theilwalzen W_1 und W_2 und über die Spannwalzen A_1 und A_2, so zwar, daß jeder folgende Zug durch die benachbarten Nuthen der Theilwalzen geht, und daß die beiden Enden schließlich über die Leitwalzen L geführt und mit einander verbunden sind. Da hierbei stets das Wolle führende Riemenstück zwischen der Theilwalze und Spannwalze bei a_1 und a_2 geschränkt ist, so erzielt man hierdurch, daß überall dieselbe Seite des Riemchens mit der Wolle in Berührung tritt.

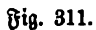
Von sonstigen Riemenführungen möge nur noch die von Feder [4]) und von Schimmel erwähnt werden, bei welcher ebenfalls nur ein einziger Riemen zur Anwendung kommt, welcher so geführt ist, daß er zuerst die eine und dann die andere Theilwalze in allen Nuthen umschlingt, die Schränkung des Riemchens wird hierbei vermieden.

Da die Riemchen einem sehr schnellen Verschleiße ausgesetzt sind, wodurch nicht unerhebliche Kosten verursacht werden, so hat man in der neueren Zeit mit Vortheil die Riemchen durch Stahlbänder ersetzt, zwar nicht

---

[1]) D. R.-P. Nr. 3636. [2]) D. R.-P. Nr. 10 182. [3]) D. R.-P. Nr. 7664. [4]) D. R.-P. Nr. 16 603.

durch bewegte Bänder, welche, wie die Riemchen, sich unausgesetzt über Walzen wickeln, sondern durch feststehende Stahlschienen. Eine derartige Anordnung wurde zuerst von Bede in Verviers auf der Wiener Weltausstellung vorgeführt, nachher hat man durch verschiedene Verbesserungen diese Einrichtung, welche in ihrer ursprünglichen Gestalt wenig Anwendung fand, zu größerer Verwendbarkeit gebracht.



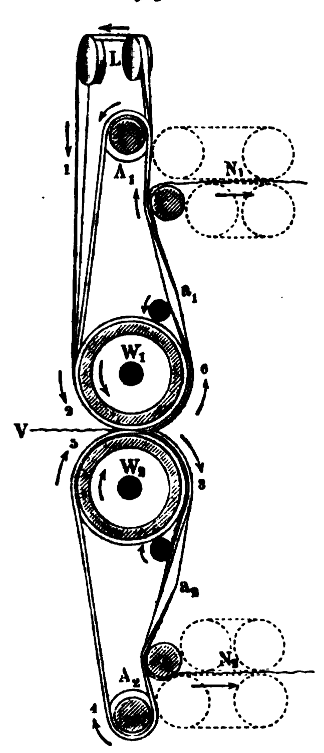


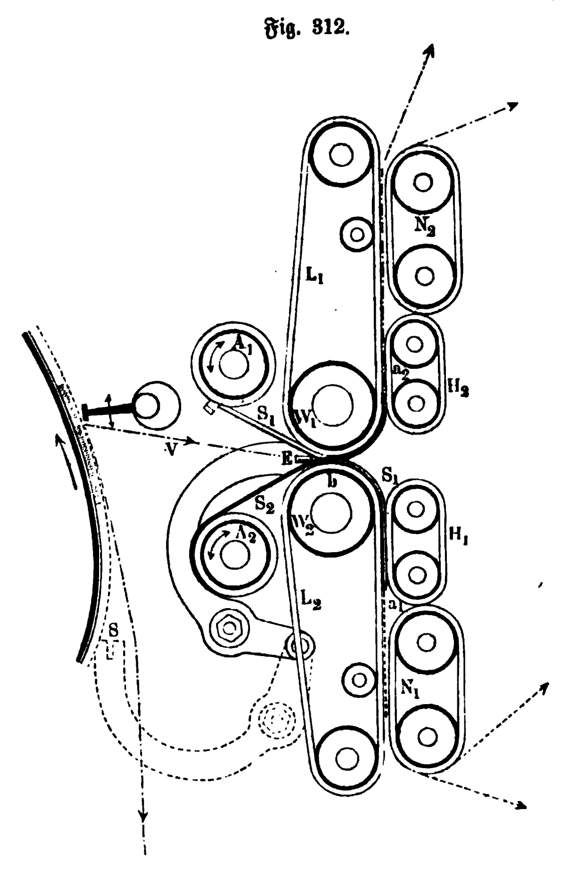
Fig. 311.

In Fig. 312 (a. f. S.) ist der Stahlbandflortheiler von Bolette[1]) dargestellt, welcher sich einer großen Beliebtheit erfreut. An den Walzen A_1 und A_2 sind dünne Stahlbänder s_1 und s_2 von der Breite der zu erzeugenden Florbändchen befestigt, und zwar derartig abwechselnd, daß die Bänder der einen Walze zwischen denen der anderen gelegen sind. Diese Bänder sind zwischen den beiden Walzen W_1 und W_2 hindurchgeführt, über welche die endlosen Ledertücher L_1 und L_2 laufen. Die Stahlbänder der oberen Walze A_1 legen sich auf das untere Ledertuch L_2, während umgekehrt die Bänder der unteren Walze A_2 nach dem oberen Ledertuche L_1 geführt sind. Die freien Enden dieser Stahlbänder werden bei a_1 und a_2 durch andere endlose Ledertücher H_1 und H_2 gehalten, die Tücher N_1 und N_2 dienen zur Würgelung der gebildeten Florbändchen. Das bei E zwischen die feststehenden Stahlbänder gelangende Vließ V wird vermöge der Reibung, die es an den Ledertüchern L_1 und L_2 findet, von diesen mitgenommen und an der Kreuzungsstelle b der Stahlbänder durch dieselben einer Theilung unterworfen. Allerdings ist die Wolle hierbei einem Gleiten entlang der festen Stahlbänder ausgesetzt, weshalb dieselben zur Verminderung des Widerstandes gut polirt werden. Diese Flortheiler haben sich für gewisse Wollen gut bewährt, nur zeigte sich der Uebelstand, daß an der Kreuzungsstelle der Stahlbänder bei b sehr schnell eine Verschmutzung eintrat, welche ein häufiges Putzen

[1]) D. R.-P. Nr. 24 978.

nöthig machte. Man hat sich dies dadurch zu erklären, daß ein Wollhaar, welches nicht genau in der Richtung der Bewegung ausgestreckt ist, und welches zwischen zwei benachbarten Stahlbändern einläuft, von diesen zurückgehalten wird, so daß an der Kreuzungsstelle eine Ansammlung von Wolle sich einstellt, durch welche die gute Leistung des Apparates beeinträchtigt wird. Diesem Uebelstande ist von Bolette dadurch abgeholfen worden, daß den Stahlbändern eine sehr langsame hin- und hergehende Bewegung in geringem Grade ertheilt wird, was dadurch bewirkt wird, daß die Walzen A_1 und A_2 in eine langsame schwingende Bewegung versetzt werden. Da in Folge dessen die Stahlbänder der einen Walze an der Kreuzungsstelle sich an denen der anderen Walze stetig verschieben, so ist hierdurch die besagte Ansammlung von Schmutz oder Wolle verhindert.

Fig. 312.



Die hauptsächlichsten Vortheile der Anwendung der besprochenen Flortheiler mit Riemchen oder Stahlbändern gegenüber der früher beliebten Anordnung streifenweise beschlagener Kammwalzen bestehen in der Ermöglichung einer größeren Feinheit der Bändchen, indem die Breite der Riemchen oder Stahlbänder bis auf etwa 10 mm verringert werden kann. Hiermit ist nicht nur die Möglichkeit einer größeren Leistung der Krempelmaschinen geboten, sondern es ist auch bei dem weiter folgenden Feinspinnen nur eine geringere Verziehung oder Verfeinerung erforderlich. Näheres über die verschiedenen zu demselben Zwecke dienenden Vorrichtungen findet sich in der Abhandlung von G. Rohn: Zur

Entwickelungsgeschichte des Flortheilers. Verhandl. d. V. z. Bef. d. Gewerbfleißes 1883.

§. 92.

Flachsreissmaschinen. Bei dem Spinnen des Flachses ist es vielfach gebräuchlich, die langen Flachsfasern einer Zertheilung in zwei oder drei kürzere Stücke zu unterwerfen, weil eine vortheilhaftere Verwerthung des Materials damit erreichbar ist. Die einzelnen Fasern, deren Länge etwa bis zu 1,2 m steigt, sind nämlich an den unteren, der Wurzel nächstgelegenen Enden gröber und barscher und nach den Spitzen hin wieder feiner und kraftloser, als in den mittleren Theilen, welche letzteren auch durch ihre gleichförmig gute Beschaffenheit sich zur Erzeugung feiner Garne ganz besonders eignen. Ein Verspinnen der ungetheilten Fasern würde daher nicht die Erzielung so hoher Feinheitsnummern ermöglichen, wie dies bei der besagten Theilung der Fall ist, welche die Erzeugung besonders feiner Garne aus den mittleren Theilen gestattet, während die Wurzelenden und Spitzen für sich gesondert zu weniger hohen Nummern versponnen werden.

Man nennt die zu diesem Behufe vorzunehmende Zertheilung unrichtig ein Schneiden, thatsächlich geschieht die Trennung durch ein eigentliches Zerreißen der Fasern, und zwar aus dem Grunde, um an den getrennten Theilen allmählich sich verjüngende, in Spitzen auslaufende Enden zu erhalten, welche für das gute Spinnen sich besser eignen, als die stumpfen Enden, die durch ein eigentliches Abschneiden mittelst scheren- oder messerförmiger Werkzeuge erhalten werden. Dieser Vorgang stellt einen der wenigen Fälle vor, wo eine Zerlegung von Stoffen durch ein reines Zerreißen, d. h. durch Ueberwindung der absoluten Festigkeit bewirkt wird, und es möge aus dem Grunde hier noch die einfache, zu diesem Zwecke angewandte Maschine besprochen werden.

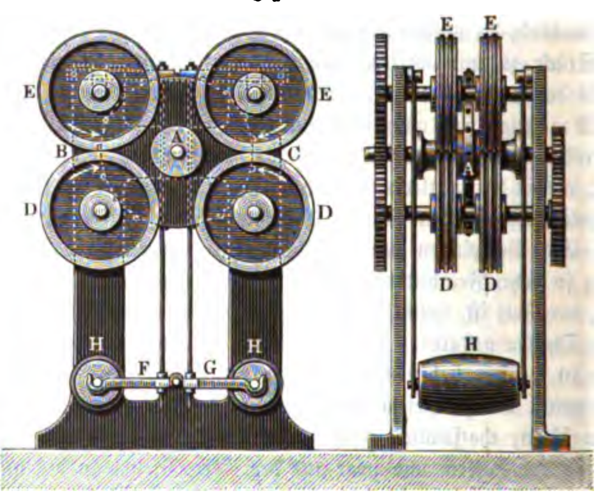
In Fig. 313 (a. f. S.) ist die zum Zertheilen der Flachsfasern dienende Maschine [1]) dargestellt. Das arbeitende Werkzeug derselben besteht aus der Scheibe *A* von etwa 0,5 m Durchmesser, welche an ihrem Umfange mit stumpfen Zähnen versehen ist, und der man eine schnelle Bewegung von etwa 500 bis 600 Umdrehungen in der Minute ertheilt. Die zu zertheilenden Fasern werden den Zähnen dieser Scheibe zu beiden Seiten bei *B* und *C* dargeboten, und zwar an jeder dieser Stellen durch vier Zuführungsscheiben *D* und *E*. Die letzteren sitzen zu je zwei fest auf einer Axe, und zwar sind die unteren Axen *D* fest im Gestelle der Maschine gelagert, während die Axen der oberen Scheibenpaare *E* durch die aus der Figur erkenntlichen Hebel *F* und *G* vermittelst der Gewichte *H* mit starker Pressung niedergedrückt werden. Hierdurch, sowie weil die oberen Scheiben mit hervor-

---

[1]) Prechtl, Technol. Encyklopädie, Supplement. Artikel „Flachs“, von Hülße.

ragenden Wülsten versehen sind, die in eingedrehte Rillen der untern Scheiben eintreten, wird der Flachs zwischen den Scheiben so fest gehalten,

Fig. 313.

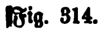


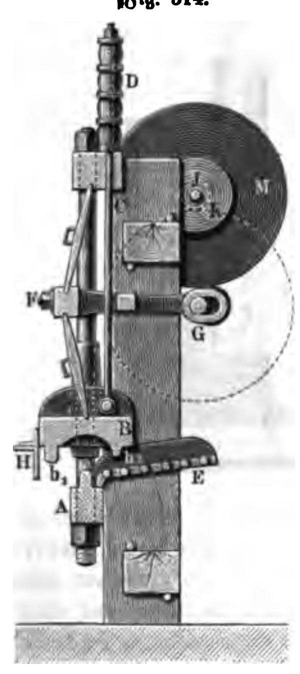
daß bei dem Angriffe desselben durch die Zähne der Scheibe A ein Zerreißen der Fasern stattfinden muß. Die langsame Bewegung der Zuführungsscheiben geschieht durch Vermittelung der Zahnräder in gewöhnlicher Weise.

§. 93. **Eisenbarrenbrechmaschinen.** Von den Maschinen, welche eine Zertheilung des Materials durch reines Brechen bewirken, mögen nur die in Eisenwalzwerken angewandten Brechmaschinen für die Luppenschienen erwähnt werden. Eine von Blake zu dem Zwecke angewandte Maschine, Fig. 314 [1]), zeigt eine gewisse Verwandtschaft mit dem durch Fig. 43 erläuterten Steinbrecher desselben. Als arbeitendes Werkzeug dient hierbei der senkrecht verschiebliche Brechbacken B, welcher durch das Kniegelenk F von der Kurbel G aus die niedergehende Bewegung erhält, während das Aufsteigen desselben durch die Feder D erzielt wird. Dieser Backen ist mit den beiden hervorragenden Rippen b_1 und b_2 versehen, und da unterhalb desselben ein fester Querriegel A mit einer zwischen b_1 und b_2 befindlichen Hervorragung a vorhanden ist, so wird ein auf der geneigten Rinne E herabgleitender Stab bei dem Niedergange von B über dem festen Stege A durchgebrochen. Durch einen verstellbaren Anschlag H, bis zu welchem der zu brechende Stab gleiten kann, läßt sich die Länge der zu erzielenden Bruch-

[1]) Engineering, 1883, p. 198. Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886, S. 357.

stücke regeln. Die Bewegung der Kurbelwelle G erfolgt von der durch einen Riemen betriebenen Vorgelegswelle J aus, welche die verlangsamte Bewegung durch das Zahnräderpaar K hervorruft und zur Ausgleichung der Geschwindigkeit mit einem Schwungrade M versehen ist. In Betreff der Wirkungsweise dieses Schwungrades, sowie des Kniegelenkes gelten die in §. 18 über Steinbrecher angeführten Bemerkungen.


Fig. 314.

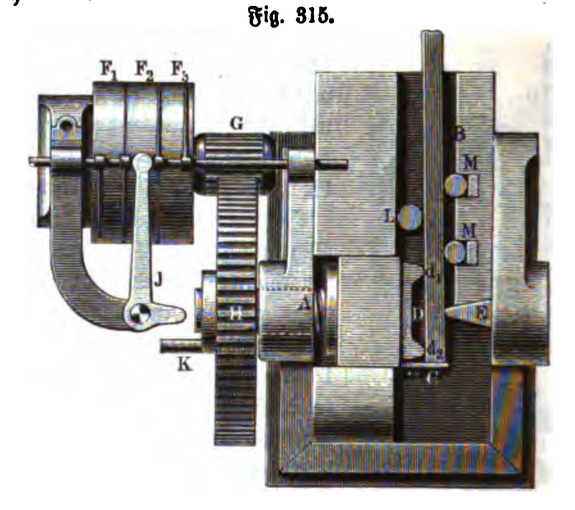


Hiervon unterscheidet sich die von Schumacher & Co. in Kalk gewählte Anordnung[1]) im Wesentlichen nur durch die wagerechte Bewegung des Brechbackens und den Antrieb desselben durch eine kräftige Schraubenspindel A in Fig. 315 (a. f. S.). Auch hier gleitet der Stab auf der wenig geneigten Rinne B bis zu dem Anschlage C vor, um durch den Vorschub des mit den Knaggen d_1 und d_2 versehenen Brechbackens D an dem festen Stege E zerbrochen zu werden. Die Hin- und Rückbewegung des Brechschlittens D erfolgt hierbei durch die Wirkung der Schraube A, deren Steigung so groß gewählt ist, daß zum Durchbrechen eine einzige Umdrehung genügt. Der letztere Umstand erleichtert die Anordnung der selbstthätigen Bewegungsumkehrung, welche mittelst der drei Riemscheiben F_1, F_2 und F_3 und zweier Betriebsriemen, eines offenen und eines gekreuzten, bewirkt wird. Von den drei Scheiben ist nämlich die mittlere fest auf der Welle angebracht, während die beiden anderen als Losscheiben dienen. Je nachdem nun der offene oder der gekreuzte Riemen von der Losscheibe F_1 und bezw. F_3 auf die feste Scheibe F_2 geführt wird, erfolgt die Umdrehung der Schraube A mit Hülfe des Zahnräderpaares GH nach der einen oder anderen Richtung. Das Umlegen der Riemengabeln verrichtet der Winkelhebel J, sobald dessen kürzerer Arm von einem an dem Rade H befindlichen Anstoßzapfen K von der einen oder anderen Seite getroffen wird. Der zu brechende Stab wird zwischen den Walzen L und M geführt, von denen L fest gelagert ist, während M durch untergelegte Gummibuffer eine gewisse Nachgiebigkeit erhalten, um einem etwaigen Bruche eines Maschinentheils vorzu-

[1]) D. R.-P. Nr. 26926.

beugen. Wie die Wirkung der Schraube, deren Muttergewinde hier fest im Gestelle anzubringen sind, beurtheilt werden kann, wurde in Th. III, 1 ausführlich erörtert.

Fig. 315.



In eigenthümlicher Art bewirkt die Maschine von E. Blaß[1]) das Zerbrechen der Barren, so zwar, daß dabei ein Biegen oder Krummwerden der gebrochenen Stücke möglichst vermieden werden soll, wie ein solches Krümmen bei den oben besprochenen Maschinen unvermeidlich und welches für das gute Aufeinanderlegen der Stücke bei dem sogenannten Packetiren störend ist.

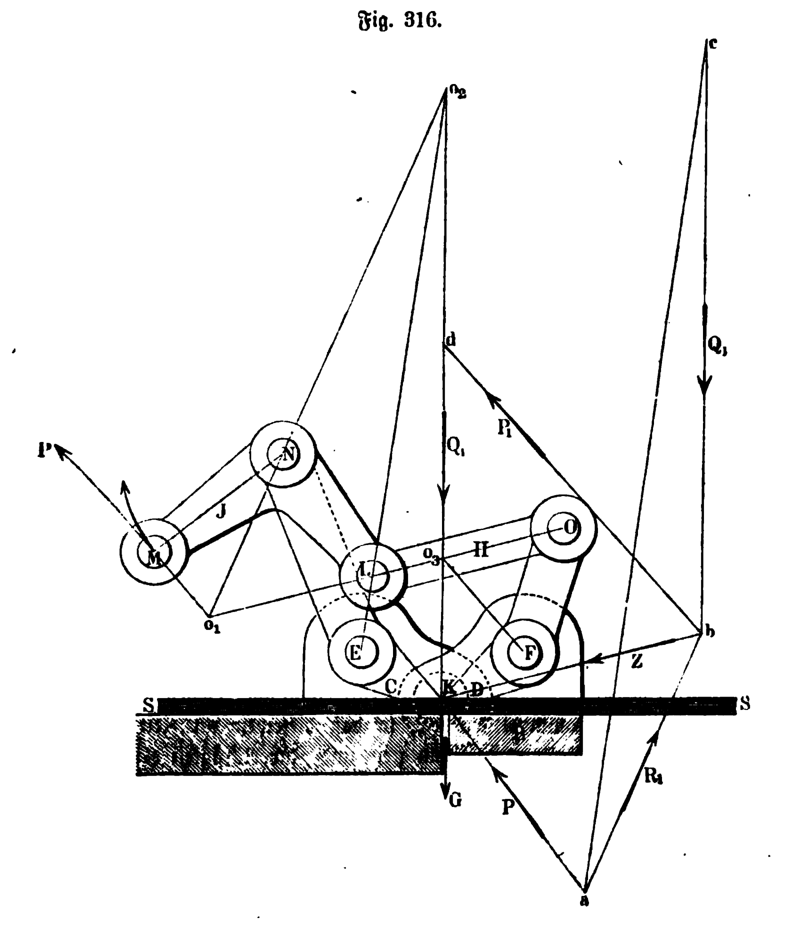
Um die Barren möglichst scharf abzubrechen und die Bruchstücke bis an die Bruchfläche gerade zu erhalten, besteht die Maschine nach Fig. 316 aus der festen Tischplatte *A*, auf welche die Schiene *S* gelegt wird, und einer beweglichen Platte *B*. Zum Festhalten der Schiene *S* dienen die Klemmhebel *C* und *D*, welche auf den Zapfen *E* und *F* drehbar angebracht sind, die in angegossenen Knaggen der Platten *A* und *B* ihre Lagerung finden. Die Brechbacke *B* kann eine Drehung um zwei seitliche Zapfen *G* annehmen, und sie erhält diese Drehung vermittelst der Zugstange *H* von dem Winkelhebel *J* aus, sobald demselben eine Drehung im Sinne des Pfeiles mitgetheilt wird. Es ist ersichtlich, daß bei dieser Bewegung zuerst die Greifklaue *D* des Klemmhebels *FK* auf die Schiene gepreßt wird, bevor ein Umbiegen derselben um die Kante *K* sich einstellt, und da der Winkelhebel *J* seine Lagerung in dem anderen Klemmhebel *EK* findet, so wird durch die auf den Winkelhebel bei *N* ausgeübte Kraft auch zunächst ein festes

[1]) D. R.-P. Nr. 20167.

Andrücken der Greifklaue C gegen die Schiene bewirkt, so daß die letztere zu beiden Seiten von K wie durch Zangen gehalten ist. Bei dem Zurückführen des Winkelhebels tritt die Platte B aus der gehobenen Lage wieder in die gezeichnete zurück, indem sich gleichzeitig die beiden Greifklauen C und D von den Platten A und B abheben.

Von den in dieser Maschine wirkenden Kräften erhält man am einfachsten Kenntniß aus dem in die Fig. 316 eingezeichneten Diagramm. Stellt

Fig. 316.



hierin die Strecke aK nach einem beliebig zu wählenden Kräftemaßstabe die an dem Hebel NM bei M angreifende Kraft P vor, so hat man diese Strecke in die Seitenkräfte ab und bK zu zerlegen, indem man die Richtung Kb parallel mit der Zugstange LO und ab parallel zu der Ver-

bindungslinie des Zapfens N mit dem Durchschnitte o_1 zwischen der Kraft P und der Zugstange LO annimmt. Man erhält hierdurch in $bK = Z$ die in der Zugstange OL wirkende Kraft, während $ab = R_1$ den auf den Zapfen N des Klemmhebels NEC ausgeübten Druck darstellt. Setzt man voraus, daß dieser Klemmhebel in der Kante K eine zu dem Barren senkrechte Pressung Q_1 ausübe, welche die Richtung $o_2 K$ hat und mit $o_1 N$ in dem Punkte o_2 sich trifft, so erhält man durch Zerlegung der Kraft $ab = R_1$ nach dieser Richtung Ko_2 und derjenigen der Verbindungslinie $o_2 E$ zwei Seitenkräfte bc und ca, von welchen $cb = Q_1$ die Pressung des Klemmhebels C auf den zu brechenden Barren in K vorstellt. In gleicher Art kann man die Pressung des anderen Klemmhebels D in der Kante K in derselben Richtung $o_2 K$ annehmen, welche Richtung die Zugkraft Z in o_3 treffen möge. Verbindet man diesen Durchschnitt o_3 mit dem Drehzapfen F, so hat man auch die Kraft $bK = Z$ nach den beiden Richtungen Fo_3 und $o_3 K$ zu zerlegen, wodurch man in $dK = Q_2$ die Pressung des Klemmbackens D auf den Barren und in $bd = P_1$ diejenige Kraft erhält, welche in F nach der Richtung Fo_3 wirksam ein Abbrechen des Barrens um den Punkt K anstrebt, für welche also der Hebelarm durch den senkrechten Abstand von K gegeben ist. Wie man bei dieser Zerlegung durch Benutzung der Reibungskreise für die Zapfen die Reibungswiderstände berücksichtigen kann, wurde schon mehrfach erwähnt.

§. 94. **Materialprüfungsmaschinen.** Zu den Maschinen, welche eine Zertheilung der Körper hervorrufen, können auch diejenigen Vorrichtungen gerechnet werden, welche diese Trennung zu dem Zwecke bewirken, um die Festigkeit und Elasticität der Körper dadurch kennen zu lernen, d. h. also die Maschinen zur Prüfung der Materialien. Seitdem man in den letzten beiden Jahrzehnten mit Recht einen so hohen Werth auf die Untersuchung der im Baufache und Maschinenwesen zur Verwendung kommenden Materialien gelegt hat, sind die zu diesen Untersuchungen dienenden Maschinen entsprechend vervollkommnet worden, so daß dieselben zur Zeit einen vergleichsweise hohen Grad von Genauigkeit und Zuverlässigkeit der mit ihnen zu erlangenden Ergebnisse ermöglichen. Bei der hier in Betracht kommenden Prüfung handelt es sich nicht allein um die Feststellung der Festigkeit der Materialien, d. h. derjenigen Kräfte, durch welche eine Zerstörung bezw. Zertheilung der Probekörper eintritt, sondern man will über das Verhalten derselben vor und während Eintritt dieser Zerstörung Aufklärung erhalten; insbesondere handelt es sich dabei um die Ermittelung der von den Körpern angenommenen Ausdehnungen und Zusammendrückungen, sowie der sonstigen elastischen Formveränderungen und um das Verhältniß dieser Formveränderungen zu den angreifenden Kräften. Die Art, wie diese Maschinen eine

Trennung oder Zerstörung der Probestücke bewirken, hängt natürlich mit derjenigen Art von Festigkeit zusammen, um deren Ermittelung es sich in *jedem* besonderen Falle handelt, und hiernach bewirken diese Maschinen bald ein Zerreißen oder Zerdrücken, bald ein Durchbrechen, Abwürgen *oder* Abscheren der Probekörper. Meistens sind die Maschinen von solcher Einrichtung, daß jede dieser Beanspruchungen des Probekörpers auf ihnen vorgenommen werden kann, und nur in einzelnen Fällen ist die Verwendungsart auf eine einzige beschränkt; es ist z. B. bei den Maschinen, durch welche die Festigkeit von Fäden, Geweben oder von Papier ermittelt werden soll, der Natur der Sache nach die Untersuchung auf die Anstellung von Zerreißversuchen beschränkt.

Alle hier in Betracht kommenden Maschinen, so verschieden sie auch in ihrer Anordnung und Ausführung sein mögen, stimmen darin überein, daß bei jeder eine Vorrichtung zur Ausübung der erforderlichen Anstrengung des Probestückes, sowie eine Wage zum Messen der ausgeübten Kraft vorhanden ist. Außerdem sind fast immer diejenigen Mittel vorhanden, welche die Messung der Formveränderungen, also namentlich der Dehnungen, Durchbiegungen und Zusammendrückungen, ermöglichen. In Bezug auf diese drei Punkte lassen sich zunächst folgende allgemeine Bemerkungen anführen [1]).

Da es sich bei der Prüfung der Baumaterialien fast immer um bedeutende Kräfte handelt, welche im Stande sind, Probestücke von hinreichend großen Abmessungen zu zerstören, so findet bei dem Antriebe der Materialprüfungsmaschinen meistens eine beträchtliche Verlangsamung der Geschwindigkeit statt, sei es nun, daß dieser Antrieb durch Hand- oder von Maschinenkraft erfolge. Hauptsächlich kommen zu diesem Zwecke Schrauben oder hydraulische Pressen in Verwendung. Die letzteren werden in der Regel zur Erzeugung der größten Beanspruchungen, bis zu 400 Tonnen [2]), verwendet, während man geringere Kräfte durch Schrauben erzielt. In Betreff der Wirkungsweise dieser Triebwerke kann auf das in Th. III, 1 darüber Gesagte verwiesen werden, und es sei hier nur bemerkt, daß hydraulische Druckvorrichtungen mit einer gewissen stoßweisen Steigerung des Druckes behaftet zu sein pflegen, wie er aus der periodischen Arbeit des Pumpenkolbens sich ergiebt, während Schraubenvorrichtungen eine stetige Steigerung des Druckes ermöglichen, wie sie für die beabsichtigten Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit ist.

Die Größe der in irgend welchem Augenblicke ausgeübten Kraft wird entweder durch Hebelwagen gemessen, und zwar sowohl durch solche mit

---

[1]) Siehe die Abhandlung von Martens über Neuere Festigkeitsprüfungsmaschinen in der Ztschr. d. Vereins deutscher Ing. 1886, S. 171. [2]) Siehe Sitzungsbericht des Vereins z. Bef. d. Gewerbfleißes vom 3. März 1884.

Gewichtsbelastung wie auch durch Federwagen, oder man ermittelt bei den hydraulischen Maschinen die Größe des Flüssigkeitsdruckes durch manometrische Apparate. Bei der Kraftmessung durch Hebel mit Gewichtsbelastung kann die Steigerung der Belastung entweder durch Aufsatzgewichte geschehen, welche von Hand aufgelegt werden, und wobei natürlich nur eine sprungweise Steigerung zu erreichen ist, oder man bedient sich der Laufgewichte, die eine stetige Vergrößerung der Belastung zulassen.

Um die elastischen Formänderungen zu messen, welche die untersuchten Probekörper unter dem Einflusse der ausgeübten Beanspruchungen annehmen, hat man ebenfalls verschiedene Mittel benutzt. Nur in einzelnen Fällen und bei sehr großen Formveränderungen kann man die eintretenden Verlängerungen oder Verkürzungen durch unmittelbare Messung an einem genauen Maßstabe ermitteln; zur genauen Bestimmung der oft nur kleinen Formänderungen bedient man sich meistens der Mikroskope oder der Fühlhebel, welche die betreffende kleine Längenänderung in hinreichender Vergrößerung erkennen lassen. Auch kleine Spiegel hat man wohl mit dem Probekörper in solcher Art in Verbindung gebracht, daß die stattfindende Veränderung eine entsprechende Drehung der Spiegel bewirkt, welche Drehung dann in der bekannten Art mittelst eines dem Spiegel gegenüber angebrachten Maßstabes gemessen werden kann, dessen Bild im Spiegel durch ein Fernrohr beobachtet wird. In allen diesen Fällen kann die Ausführung des Versuches nur in der Art vor sich gehen, daß man den zu prüfenden Körper gewissen genau bestimmten Kraftwirkungen unterwirft, und für jede dieser Einwirkungen die Ausdehnung oder Verkürzung einer zuvor genau gemessenen Länge des Körpers ermittelt. Um über das Verhalten des Körpers Aufklärung zu erhalten, ist daher die Anstellung einer größeren Anzahl von Messungen erforderlich. Um die Prüfung in dieser Hinsicht zu erleichtern, hat man vielfach die Materialprüfungsmaschinen mit Vorrichtungen versehen, welche selbstthätig ein Registriren oder Aufzeichnen der in Betracht kommenden Kraft- und Weggrößen vornehmen, indem diese Vorrichtungen ähnlich den Indicatoren der Dampfmaschinen Diagramme aufzeichnen, d. h. Curven, deren Abscissen den Kräften und deren Ordinaten den Verlängerungen proportional sind. Solche Diagramme gewähren in ihrem Verlaufe ein anschauliches Bild von dem Verhalten des der Prüfung unterworfenen Körpers, es wurde schon in §. 74 gelegentlich des Lochens von Eisenblechen solcher Diagramme gedacht und in Fig. 247 ein Beispiel angeführt. Nach diesen allgemeinen Bemerkungen mögen einige der meist gebräuchlichen Materialprüfungsmaschinen kurz besprochen werden.

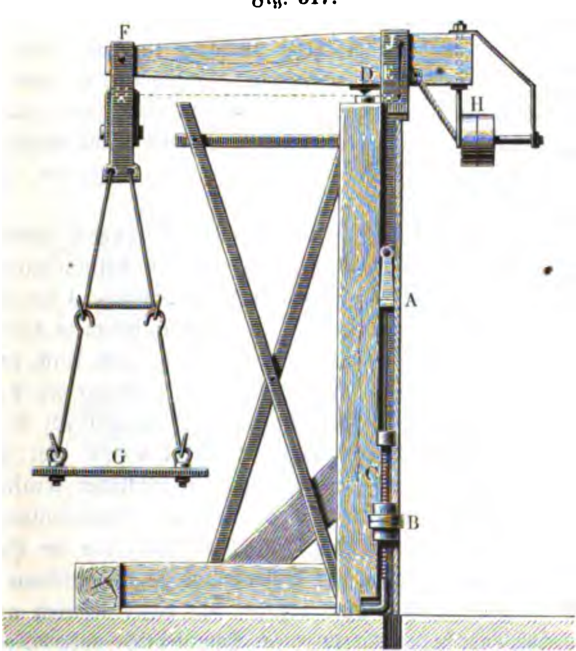
Eine einfache Maschine[1]), wie sie namentlich zur Prüfung von dünnen

---

[1]) K. Jenny, Festigkeitsversuche a. d. k. k. Techn. Hochschule in Wien. 1878.

Gegenständen, wie **Drähten, Seilen** u. s. w., Verwendung finden kann, ist durch Fig. 317 dargestellt. Der zu prüfende Körper von geringer Länge wird mit seinen Enden bei A und B in geeignete zangenartige Spannkloben eingeklemmt, von denen der untere B mit einem Querstück verbunden ist, in dessen beiderseitigen Enden die Muttern für zwei starke Schraubenspindeln C enthalten sind. Dagegen ist der obere Spannkloben A durch ein Gehänge mit dem kurzen Arme DE eines um die Schneide D schwingenden doppelarmigen Hebels FE verbunden, welcher am längeren Arme bei F die Wagschale G zur Aufnahme der Belastungsgewichte trägt. Ein auf dem kürzeren


Fig. 317.



Arme angebrachtes Gegengewicht H dient zur Ausgleichung der Wagschale und des Wagehebels, so daß ein Zeiger J des letzteren im unbelasteten Zustande an einer am Gestell angebrachten Marke genau einspielt. Ist nun der zu prüfende Gegenstand zwischen A und B eingespannt und spielt der Hebel ein, d. h. steht derselbe wagerecht, so legt man auf die Wagschale ein bestimmtes Gewicht, unter dessen Einflusse natürlich eine elastische Verlängerung des Probestückes und damit eine Senkung der Wagschale eintritt. Mittelst der Schrauben C kann dann der Probekörper so weit nach unten gezogen werden, bis die Wage wieder richtig einspielt. Hat man auf dem

Probekörper vor seiner Einspannung in einer genau bestimmten Entfernung von einander zwei Marken angebracht, und bestimmt man die Entfernung dieser Marken während der Belastung durch das auf der Wagschale liegende Gewicht, so erhält man in dem Ueberschusse der so gefundenen Entfernung über die ursprüngliche natürlich die Größe der stattfindenden Verlängerung von dem zwischen den Marken befindlichen Stücke des Probekörpers. Eine weitere Belastung der Wagschale und ein darauf folgender weiterer Anzug des Stabes durch die Schrauben gestattet die Messung der von dieser verstärkten Anspannung hervorgerufenen Verlängerung, und es ist ersichtlich, wie man in dieser Weise die Belastung bis zu dem schließlich erfolgenden Zerreißen des Probestabes fortsetzen kann. Zur genauen Bestimmung der Verlängerung wird bei der angeführten Maschine ein dem Stabe gegenüber auf einem isolirten Fundamente aufgestelltes Kathetometer mit zwei parallelen Fernröhren verwendet, durch welche man die Marken, sowie eine mit dem Probestabe verbundene Scala beobachtet. Die größte Kraft, welche man mit dieser Maschine ausüben kann, wird zu 15 000 kg angegeben, das Hebelverhältniß $dE:DF$ ist gleich 1 : 10.

Die Materialprüfungsmaschine, wie sie von Gollner[1]) entworfen und in Anwendung gebracht ist, stellt Fig. 318 in den wesentlichsten Punkten dar. Der Antrieb ist hier ebensowohl durch die Schraube A wie auch durch den Kolben der hydraulischen Presse B zu bewirken, indem zu diesem Zwecke die Schraubenspindel A mit einer der ganzen Länge nach durch sie hindurch gehenden Bohrung versehen ist, in welcher die Kolbenstange des Preßkolbens ihren Platz findet. Bei dem Versuche wird der zu prüfende Körper entweder bei a mit der Schraubenspindel oder bei b mit dem Preßkolben verbunden. Da es sich um die Ausübung beträchtlicher Kräfte (bis zu 20 000 kg) handelt, so empfängt die Mutter der Schraubenspindel ihren Antrieb durch eine zweimalige Schneckenradübersetzung von der Handkurbelwelle C aus, die mit einer in das Schneckenrad D eingreifenden Schraube ohne Ende ausgerüstet ist. Eine auf der Axe dieses letzteren angebrachte Schraube ohne Ende bewegt die zu einem Schneckenrade ausgebildete Mutter der Schraubenspindel. Diese mehrfache Anordnung von Schrauben ist allerdings mit erheblichen Reibungswiderständen verbunden, denen zufolge der Wirkungsgrad des ganzen Getriebes ein nur geringer sein kann, doch ist dieser Uebelstand bei derartigen Maschinen nur von untergeordneter Bedeutung gegenüber dem Vortheile einer stetigen Bewegungsübertragung. Bei der Benutzung der hydraulischen Presse wird dem Preßcylinder B das Druckwasser durch die mittelst Handhebels angetriebene Druckpumpe E geliefert.

---

[1]) Techn. Blätter des deutschen Polytechn. Vereins in Böhmen. Jahrg. 1883.

Das untere Ende des zu prüfenden Probekörpers wird durch eine geeignete Einspannvorrichtung mit einem Kreuzkopfe F verbunden, der in dem Gestelle der ganzen Maschine eine senkrechte Führung findet und unterhalb durch ein passendes Gehänge bei H mit dem um die Schneide G schwingenden Hebel HJ verbunden ist. Durch die am langen Hebelarme bei J angeschlossene Zugstange wird der daselbst ausgeübte Zug auf den kurzen Arm KL des oberhalb gelagerten Wagehebels übertragen, der die zur Kraftmessung dienende Belastung durch die bei N aufgehängten Gewichte empfängt.

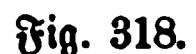
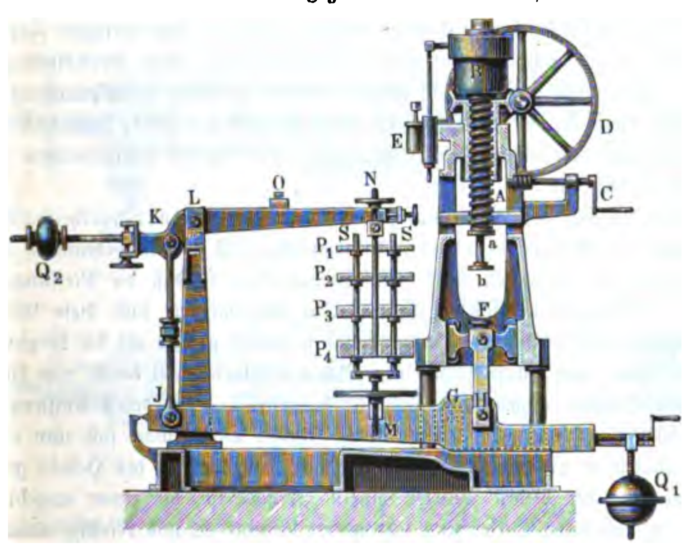


Fig. 318.



Zur bequemen Aufbringung der verschiedenen Belastungsgewichte ist folgende Einrichtung getroffen.

Die vier eisernen Scheiben P_1, P_2, P_3, P_4, von verschiedenem Gewichte, welche den zur Anwendung kommenden Gewichtssatz bilden, ruhen für gewöhnlich auf Bundringen der beiden Stangen S, denen durch eine Schraubenspindel eine geringe Hebung oder Senkung mitgetheilt werden kann. Die an dem Wagehebel bei N hängende Stange ist mit vier Keillöchern in solcher Höhe versehen, daß jedes der besagten Gewichte durch einen Querkeil mit ihr verbunden werden kann, sobald der Gewichtssatz durch die Schraube M entsprechend gehoben wird. Senkt man alsdann nach geschehener Kuppelung die Schraube, so wirkt das betreffende Gewicht als Belastung der Wage, und man hat hierdurch dem Uebelstande einer stoßweisen Belastung vorgebeugt, welche mit einem Aufsetzen von Gewichten auf eine Wagschale ver-

bunden zu sein pflegt. Durch ein Läufergewicht O können kleinere Aenderungen der Belastung leicht hervorgerufen werden, so daß man innerhalb der Grenzen von Null bis 20 000 kg jede beliebige Belastung, und zwar sofort in ihrer vollen Größe zur Wirkung bringen kann. Die Gewichte Q_1 und Q_2 sind Ausgleichsgewichte, um die Masse der Hebel JG und KN zu balanciren.

Die von einem Belastungsgewichte von der Größe G, das an der Stange bei N hängt, auf den Probekörper ausgeübte Kraft ergiebt sich aus den Verhältnissen der Hebelarme in einfacher Art zu $G \frac{L_1}{l_1} \frac{L_2}{l_2}$, wenn l_1 und l_2 die kurzen Hebelarme KL und GH und wenn L_1 und L_2 die langen Arme LN und GJ bedeuten, und wenn von der übrigens sehr geringen Zapfenreibung an den Schneiden der Hebel abgesehen wird. Eine Berücksichtigung dieser Reibungswiderstände, in Folge deren die wirkliche Beanspruchung des Stabes etwas kleiner wird, als die obige Rechnung ergiebt, kann leicht auf Grund eines besonderen, die Größe dieses Widerstandes bestimmenden Versuches stattfinden.

Zum Messen der Ausdehnungen bediente sich Gollner vortheilhaft der sogenannten Multiplicatoren, so genannt, weil sie eine bedeutende Vergrößerung der wirklichen Ausdehnungen bewirken, so daß die Messung mit großer Genauigkeit geschehen kann. Im Allgemeinen sind diese Multiplicatoren Fühlhebel, deren lange Arme vielmals größer als die kurzen gemacht sind. Der kurze Arm eines solchen Fühlhebels ist durch eine kleine, auf der Hebelaxe angebrachte Reibrolle dargestellt, gegen deren Umfang sich eine schwache Feder mit sanftem Drucke lehnt. Denkt man sich nun dieses Instrument so an dem Probestabe befestigt, daß die Axe des Hebels genau in die eine der beiden Marken hinein gerichtet ist, die zuvor angebracht wurden, und deren Entfernung sehr genau bekannt ist, und befestigt man die besagte Feder an der anderen Marke, so muß eine Verlängerung oder Verkürzung der zwischen den Marken enthaltenen Probelänge eine Umdrehung der Reibrolle in dem einen oder anderen Sinne zur Folge haben. Die Größe der Längenveränderung wird daher durch den zu einem Zeiger gestalteten längeren Hebelarm des Fühlhebels in vergrößertem Maße ersichtlich gemacht.

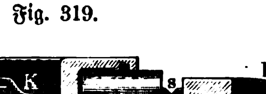
In Fig. 319 ist die durch ihre sinnreiche und zweckmäßige Anordnung ausgezeichnete Probirmaschine von Werder[1]) der Hauptsache nach dargestellt. Hierbei wird die Kraft durch den Kolben der wagerechten hydraulischen Presse A ausgeübt, sobald durch eine Handpumpe Wasser hinter diesen Kolben gedrückt wird, wodurch der letztere aus dem Cylinder herausgeschoben wird. An dieser Bewegung nimmt auch das durch vier Stangen a mit

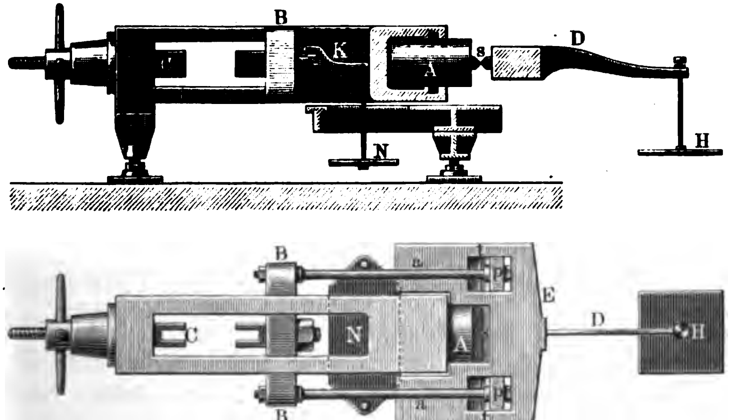
---

[1]) Jenny, Festigkeitsversuche, Wien 1878.

dem Kolben in Verbindung stehende Querstück B theil, welches die eine Zange zum Einspannen des Probekörpers trägt, während der letztere mit seinem anderen Ende in der am Gestell festen zweiten Zange C unverrückbar befestigt wird. Die Verbindung des Querstückes B mit dem Preßkolben A ist nun aber keine starre, es wird vielmehr der von dem Kolben ausgeübte Druck auf das Querstück B durch Vermittelung des Wagehebels D in solcher Weise übertragen, daß dieser Hebel die Messung der ausgeübten Kraft gestattet. Um dies zu erreichen, drückt der Preßkolben A mittelst einer wagerechten Stahlschneide s gegen das starke eiserne Querjoch E, an

Fig. 319.





welchem der Wagehebel D angebracht ist. Dieses Querjoch enthält seinerseits wieder zu beiden Seiten des Kolbens in Ausschnitten zwei ebenfalls wagerechte in derselben Geraden angeordnete Schneiden t, mit welchen das Joch gegen senkrechte Platten p drückt, die durch die Aussparungen des Jochs hindurchtreten und welche durch die Stangen a mit dem Querstücke B fest verbunden sind. Es wird daher vermöge dieser Anordnung der von dem Kolben ausgeübte Druck durch die Schneide s auf das Joch E und von dessen seitlichen Schneiden t auf die Platten p und durch die Zugstangen a auf das Querstück B übertragen. Da nun die mittlere Schneide s um eine geringe Größe unterhalb der Geraden angeordnet ist, in welcher die seitlichen Schneiden t gelegen sind, so erhält der Hebel D durch die vom Preßkolben auf ihn geäußerte Kraft P das Bestreben, sich um die beiden seitlichen Schneiden zu drehen, wobei der Hebelarm D sich am Ende erhebt. Durch auf die Wagschale H gelegte Gewichte kann man diesem Bestreben entgegen wirken, und man legt so lange Gewichte auf H, bis der Hebel in seine mittlere Gleichgewichtslage kommt, welche sehr genau vermittelst einer Wasser-

wage zu erkennen ist, die auf dem eben gearbeiteten Hebel D angebracht ist.

Diese Anordnung gestattet daher, den von dem Preßkolben ausgeübten Druck unmittelbar einer Wägung zu unterwerfen, und man erhält die Größe dieses Druckes aus der einfachen Beziehung $P = G \frac{L}{l}$, worin G das auf die Wagschale H gelegte Gewicht und L den Abstand der Wagschale von der senkrechten Ebene der Schneiden bedeutet, während l den Abstand der mittleren Schneide s unter den seitlich angebrachten t vorstellt. Es ist ersichtlich, daß die Reibung, welche der Preßkolben in dem Dichtungsstulpe sowie in der Schlittenführung auf dem Gestelle findet, für die gedachte Wägung ohne Einfluß ist, die Wägung vielmehr nur die durch die Seitenschneiden auf die Platten p ausgeübte Kraft ergiebt.

Um die erheblichen Kräfte, welche mit dieser Maschine ausgeübt werden können, noch mit mäßigen Belastungsgewichten zu bestimmen, ist das Verhältniß der Hebelarme $L:l$ ein sehr bedeutendes, indem der Abstand l der Schneiden unter einander nur etwa 2,5 mm beträgt, während der Hebel D 1,25 m Länge erhält, so daß das Hebelverhältniß sich für diesen Fall zu $\frac{L}{l} = \frac{1250}{2,5} = 500$ ergiebt. Da nun zu einer sicheren Bestimmung der Kraft eine möglichst genaue Feststellung dieses Hebelverhältnisses, also der Größe l, erforderlich ist, und eine unmittelbare Messung dieser kleinen Größe mit Schwierigkeiten verbunden und leicht mit wesentlichen Fehlern behaftet ist, so findet sich an der Maschine noch eine besondere Controlvorrichtung, bestehend in einer zweiten Wage, für welche die an dem Schlittenstücke B des Kolbens zu beiden Seiten angebrachten Hebel K dienen. Diese Winkelhebel drücken mit den an ihren kurzen Hebelarmen angebrachten Schneiden gegen das Querstück B, während die langen Arme durch eine Wagschale N belastet werden. Vermittelst dieser Anordnung ist man im Stande, die Größe des Hebelverhältnisses $\frac{L}{l}$ des Wagehebels zu prüfen.

Da das Maschinengestell auf der dem Cylinder abgewandten Seite eine größere Verlängerung erhalten hat, so gestattet diese Einrichtung die Untersuchung von Probestücken größerer Länge, z. B. von Kettentauen. Auch bietet die Untersuchung der Körper auf ihre rückwirkende Festigkeit keine Schwierigkeit dar, sobald man den auf Zerdrücken zu beanspruchenden Körper zwischen das Querstück B und einen gegen den Boden des Preßcylinders sich lehnenden Sattel bringt. Ebenso kann durch Anordnung geeigneter Unterstützungen der Probekörper auf Zerbrechen, Abwürgen oder Abscheren geprüft werden. In Betreff der näheren Einrichtung dieser Vorkehrungen,

sowie in Bezug auf die Ausführung der Versuche kann auf die angegebenen Quellen verwiesen werden.

Als ein Beispiel eines mit selbstthätiger Registrirvorrichtung versehenen Probeapparates[1]), welcher die Verzeichnung eines Diagrammes bewirkt, ist in Fig. 320 der von Hartig und Reusch herrührende Apparat angegeben, wie derselbe zur Prüfung von Papiersorten in der Technischen Versuchsanstalt zu Berlin verwendet worden ist. Der zu prüfende Streifen von genau ermittelter Breite und Länge wird hierbei in die beiden Zangen *A* und *B* gespannt, von welchen *A* fest mit dem Gestellbocke *C* verbunden ist, während die Zange *B* an einem auf der wagerechten Führung beweglichen Wagen *D* befestigt ist. Durch die Zugschraube *E*, deren Mutter in dem Gestelle drehbar gelagert ist und mittelst des Handrades *H* umgedreht wird, kann der Wagen angezogen werden, wodurch der Streifen bis zum Zerreißen angespannt werden kann. Da die Schraube *E* den Wagen *D* mittelst einer zwischengeschalteten Schraubenfeder *F* ergreift, so wird auch

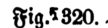
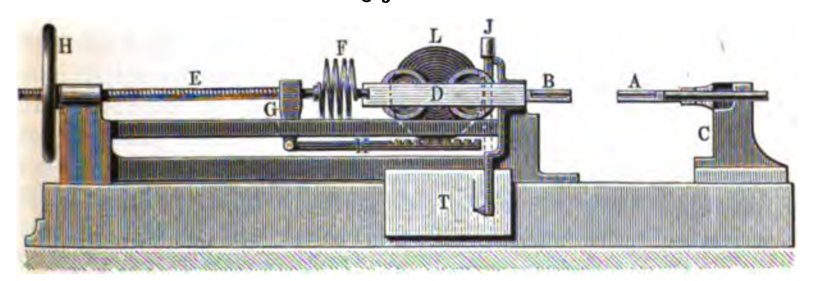


Fig. 320.



die letztere ausgedehnt, und man kann die Größe dieser Ausdehnung als ein Maß für die ausgeübte Zugkraft benutzen. Um durch die Ausdehnung der Feder eine senkrechte Bewegung des das Diagramm zeichnenden Stiftes zu erzeugen, dient die mit dem Querstege *G* verbundene Zahnstange *K*, welche ein Zahnrad *L* in Umdrehung setzt, durch die eine zweite Zahnstange *J* eine entsprechende senkrechte Verschiebung erfährt. Ein am Ende dieser Zahnstange befindlicher Stift schreibt daher das gewünschte Diagramm auf ein am Gestell befindliches Täfelchen *T*. Da die Zahnstange *J* und der Schreibstift an der Bewegung des Wagens theilnimmt, so zeigt die wagerechte Verschiebung des Schreibstiftes die Ausdehnung des Probestücks unmittelbar an. Das erhaltene Diagramm ergiebt also in seinen wagerechten Abscissen diejenigen Ausdehnungen, welche das Probestück bei den durch die zugehörigen senkrechten Ordinaten dargestellten Anspannungen erfährt. Der

[1]) Mittheilungen der kgl. Techn. Versuchsanstalten zu Berlin 1885, erstes Heft.

für diese letzteren geltende Maßstab ist natürlich wie bei jedem Indicator für die in Anwendung gebrachte Feder vorher genau zu ermitteln. Daß durch die Benutzung eines derartigen selbstthätig aufzeichnenden Apparates in dem erhaltenen Diagramm ein Ueberblick über das Verhalten des Probestückes während des ganzen Versuchs gewonnen wird, wurde bereits angegeben.

In Betreff sonstiger Ausführungen von Materialprüfungsmaschinen möge hier nur angeführt werden, daß man zur selbstthätigen Einschaltung der erforderlichen Belastungen auch wohl die Wirkung von Elektromagneten benutzt hat, und daß bei den Maschinen von Emery anstatt der Schneiden bei den Wagen Gelenke aus elastischen Blattfedern zur Verwendung gebracht wurden, um durch Vermeidung der Zapfenreibung an diesen Schneiden die Empfindlichkeit der Wägevorrichtung zu erhöhen. In Bezug auf diese und andere hierher gehörige Punkte mag auf die vorstehend angegebenen Quellen verwiesen werden.

Drittes Capitel.

Die Maschinen zur Absonderung.

Vorbemerkung. Wie in der Einleitung bemerkt worden, dienen die hier zur Besprechung kommenden Maschinen zur Trennung verschiedener Körper gleichen oder verschiedenen Materials von einander. Da hierbei, wie ebenfalls angedeutet wurde, der Zusammenhang der einzelnen Theile eines und desselben Stoffes im Allgemeinen nicht aufgehoben wird, so könnte man allerdings Bedenken tragen, diese Maschinen überhaupt zu den formändernden Maschinen zu zählen, insofern z. B. durch Siebwerke, welche eine Trennung verschieden großer Körper oder durch Setzmaschinen, die eine Absonderung nach der Dichte bewirken, die eigentliche Form dieser behandelten Körper einer Aenderung nicht unterworfen wird. Eine Formänderung läßt sich nur bei gewissen Maschinen dieser Art nachweisen, z. B. bei den Pressen, welche die zu Mehl geriebenen Oelsamen in Kuchen pressen, um die flüssigen Bestandtheile davon zu trennen. Wenn trotz dieser nicht ungerechtfertigten Bedenken die betreffenden Maschinen dennoch hier besprochen werden sollen, so geschieht dies, weil die Unterbringung derselben in einer anderen Gruppe, etwa der ortsändernden Maschinen, zu noch gewichtigeren Bedenken Anlaß geben müßte, und weil diese Maschinen ihrem Zwecke und ihrer ganzen Wirkungsart nach sich in der Technik als wichtige Zwischenglieder in der Reihe derjenigen Arbeitsmaschinen finden, welche eine Formänderung anstreben. So schließen z. B. die Siebwerke und Oelpressen ihre Arbeit unmittelbar an die der bezüglichen Zerkleinerungsmaschinen an, während Baumwollegrenir- und Wollentklettungsmaschinen die Vorarbeit für die darauf in Anwendung kommenden Spinnereimaschinen vollführen. §. 95.

Man kann die hier in Betracht kommenden Maschinen eintheilen nach den verschiedenen Eigenschaften der zu behandelnden Stoffe, mit Rücksicht auf welche die beabsichtigte Absonderung vorgenommen werden soll, da hiervon naturgemäß die Einrichtung und Wirkungsart der anzuwendenden

Maschinen abhängig ist. Bei den mehrfach genannten Siebwerken handelt es sich um eine Trennung von Körpern je nach ihrer verschiedenen Größe, d. h. nach den linearen Abmessungen ihrer Querschnitte, für welche die Lichtweite der Siebmaschen die Grenze bildet. Hierbei ist es gleichgültig, ob die Körper aus demselben Material bestehen, wie dies beispielsweise bei den Siebwerken für gemahlenen Cement der Fall ist, oder ob, wie bei den Siebtrommeln der Erzaufbereitungsanstalten, Körper von verschiedener Beschaffenheit zu sortiren sind. Dagegen bewirken die Fegen und Putzmaschinen der Mahlmühlen die Trennung von Körpern verschiedenen Gewichts, indem der zur Anwendung kommende Luftstrom schwerere Körper weniger weit mit sich fortführt als leichtere. Die Setzmaschinen wiederum der Hüttenwerke bewirken eine Trennung der annähernd gleich großen Körper je nach der Dichte oder dem specifischen Gewichte der Substanz, aus welcher sie bestehen. Hiervon unterscheiden sich wiederum die sogenannten Auslesemaschinen für Getreide, welche die kugelförmig gestalteten Unkrautsamen von den länglichen Getreidekörnern trennen, daher eine Absonderung nach der Form der Körper bewirken.

Zu den letztgedachten Maschinen, welche Körper von ganz verschiedener Form und sonstiger Beschaffenheit zu trennen haben, sind auch die Dreschmaschinen zu rechnen, welche sich von den zur Entkörnerung der Baumwolle dienenden Egrenirmaschinen wesentlich dadurch unterscheiden, daß die letzteren ein förmliches Abreißen der Körner von den damit verwachsenen Fasern erzielen müssen, während bei den Dreschmaschinen nur ein Ausstreifen oder ein Ausschleudern der lose in den Aehren befindlichen Körner erforderlich ist. Bei den Maschinen, welche man verwendet, um aus Schafwolle die darin vorkommenden Kletten zu entfernen, handelt es sich zwar auch nur um ein Ausstreifen dieser mechanisch mit der Wolle vermengten pflanzlichen Theile, doch ist dieses Ausstreifen mit größerer Schwierigkeit verbunden, als das der Getreidekörner aus den Aehren, da die mit scharfen Zacken versehenen Kletten sehr innig mit den Wollfasern verfilzt zu sein pflegen. Demgemäß werden die anzuwendenden Mittel in allen diesen Fällen sehr verschieden von einander sein.

Man könnte zu den Maschinen zur Absonderung auch wohl die Hechelmaschinen für Flachs und die Kämmmaschinen für Wolle rechnen, indem ein Hauptzweck dieser Maschinen in der Trennung der kürzeren Fasern oder Haare von den längeren zu erkennen ist; da es hierbei aber wesentlich darauf ankommt, durch diese Maschinen gleichzeitig eine möglichst parallele Lagerung der Fasern oder Haare zu erzielen und das Material in eine bandförmige Gestalt zu bringen, so wird es sich empfehlen, die Hechel- und Kämmmaschinen in dem Capitel zu besprechen, welches von den Maschinen zur Formgebung durch Lagenveränderung handelt.

Maschinen, welche vermöge der magnetischen Eigenschaften des Eisens eine Trennung der Eisenspäne von anderen Metallen bewirken, haben natürlich nur eine vereinzelte Anwendung und daher untergeordnete Bedeutung.

Sind die von einander zu trennenden Stoffe mit einander so innig verbunden, daß durch eine bloß mechanische Einwirkung von Maschinen allein die Trennung nicht erzielt werden kann, so wendet man, wie bei den Waschmaschinen, die erweichende und theilweise lösende Eigenschaft von Wasser oder anderen Flüssigkeiten an; in Betreff dieser Art der Trennung werden hier natürlich nur die zur mechanischen Behandlung dienenden Maschinen Berücksichtigung finden, während die dabei auftretenden chemischen Vorgänge unbeachtet bleiben müssen.

Oft handelt es sich um die Trennung von Körpern verschiedenen Aggregatzustandes, z. B. des flüssigen Oels von den festen Samenresten, oder des zurückgebliebenen Waschwassers von den gewaschenen Stoffen. Die hierzu dienenden Pressen, Wringmaschinen und Schleudermaschinen werden daher einer besonderen Besprechung zu unterziehen sein. So weit dagegen diese Trennung durch Verdunsten des Wassers mittelst künstlicher Trockenanlagen erzielt wird, muß sich die Besprechung auf die zu dem Zwecke angewandten Maschinen beschränken, ohne sich auf die Erörterung der Grundsätze, welche bei der Anlage von Trockenanstalten zu befolgen sind, einzulassen. Ebenso kann die für die Technik so überaus wichtige Frage der Reinigung von Abwässern in Wäschereien u. s. w. oder der Luft von Staub in Nadelschleifereien &c. hier nicht näher behandelt werden, da es sich bei den diesen Zwecken dienenden Anlagen in der Regel nicht um die Anwendung von Maschinen handelt.

Die Wichtigkeit der hier in Betracht kommenden Maschinen für die verschiedenen Zweige der Technik dürfte aus den vorstehenden Bemerkungen zur Genüge erhellen, so daß die Besprechung der einzelnen Maschinen nunmehr folgen kann.

Siebe. Die zum Absondern von Stoffen nach der Größe in Anwendung kommenden Siebe enthalten auf ihrer ganzen Fläche gleichmäßig vertheilt viele unter sich gleich große Oeffnungen oder Durchbrechungen, welche den kleineren Körpern das Hindurchfallen gestatten, während alle größeren Körper zurückgehalten werden. In Folge dessen bewirkt jedes Sieb eine Trennung des über dasselbe geführten Stoffes in einen feineren Theil, den sogenannten Durchfall, und einen gröberen, den Rückhalt. Von einer gleichmäßigen Größe der einzelnen Theile kann weder in dem Durchfalle noch in dem Rückhalte die Rede sein, da der erstere aus solchen Theilchen besteht, deren Abmessungen von denen der Sieböffnungen abwärts bis zu denen der feinsten Staubtheilchen abnehmen, während im Rückhalte alle **§. 96.**

Größen von den Sieböffnungen aufwärts vertreten sind. Außerdem enthält der Rückhalt immer noch eine mehr oder minder große Menge von sogenanntem Unterkorne, d. h. von Körpern, welche zwar kleiner sind, als die Sieböffnungen, aber doch nicht durch dieselben hindurchfielen wegen der ungenügenden Wirkungsart des Siebes. Man spricht in dieser Beziehung wohl von dem Nutzeffecte eines Siebes und setzt denselben beispielsweise gleich 75 Proc., wenn 25 Proc. des Rückhaltes aus Unterkorn besteht.

Wenn es sich darum handelt, einen Stoff derart in einzelne Partien zu sondern, daß jede Partie nur aus nahezu gleich großen Theilchen besteht, so wird man diesen Zweck nur durch wiederholte Anwendung von Sieben verschiedener Maschenweite erzielen können, und zwar wird man im Allgemeinen durch Anwendung von z Sieben $z + 1$ verschiedene Partien erhalten. Sind $o_1, o_2, o_3 \ldots o_z$ die stufenweise an Größe zunehmenden Oeffnungen von z hinter einander zur Anwendung gebrachten Sieben, so erhält man außer dem Durchfall des feinsten Siebes, welcher aus Körnern kleiner als o_1 besteht und dem aus Körnern größer als o_z gebildeten Rückhalte des gröbsten Siebes noch $z - 1$ Sorten, in deren jeder die Korngrößen zwischen den Oeffnungen je zweier auf einander folgender Siebe gelegen sind. Eine möglichste Gleichmäßigkeit in den Korngrößen der einzelnen Posten läßt sich daher nur durch eine entsprechend große Anzahl verschiedener Siebnummern erreichen. Bei der Aufbereitung der Erze im Hüttenwesen, wobei es wesentlich auf eine solche Gleichmäßigkeit ankommt, legt man daher der Anordnung der Siebwerke eine bestimmte Siebscala zu Grunde, wofür als ein Beispiel die von Rittinger[1]) angegebene Scala hier angeführt werden möge.

Siebscala nach Rittinger.

64	45,2	32	22,6	16	11,3	8	5,6	4	2,8	2	1,4	1	0,71	0,5	0,35	0,25	mm
Stufen				Graupen				Gries				Mehl				Staub	

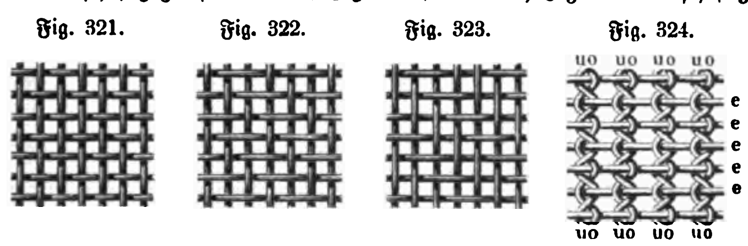
In dieser Zusammenstellung bedeuten die eine geometrische Reihe bildenden Zahlen die lichten Durchmesser der kreisrunden Sieböffnungen in Millimetern, und man bezeichnet mit jeder dieser Zahlen auch diejenige Kornclasse, welche durch die zugehörigen Sieböffnungen hindurchfällt, so daß also das gröbste Korn dieser Classe mit dem betreffenden Loche übereinstimmt. Die beigefügten Bezeichnungen Stufen, Graupen, Gries, Mehl und Staub pflegt man bei der Aufbereitung den erhaltenen Producten zu geben. In der

[1]) Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. Ritter v. Rittinger.

Müllerei wird die Feinheit der Absonderung viel weiter getrieben, über die Größe der daselbst gebräuchlichen Siebmaschen soll an der betreffenden Stelle Weiteres angeführt werden.

Die gröberen Siebe pflegt man aus gelochten Blechen von Eisen oder Kupfer herzustellen, während alle feineren Siebe aus Draht oder in der Müllerei aus Garnen hergestellt werden; nur für die gröbsten Sorten, also für die Stufen, kommen auch wohl gußeiserne Siebe in Form von Rosten zur Anwendung. Die Oeffnungen der gelochten Siebe sind meistens kreisrund, nur in gewissen Fällen bedient man sich durchlochter Platten mit länglich rechteckigen Durchbrechungen, so namentlich für die feinen Siebe in Cementfabriken und für die Knotenfänger der Papierfabriken. Die Drahtsiebe werden meistens nach Leinwandart gewebt, Fig. 321, nur selten kommen dreischäftig geköperte Siebe, Fig. 322, oder nach Fig. 323 vierschäftig

Fig. 321. Fig. 322. Fig. 323. Fig. 324.



geköperte vor. Die aus feinen Rohseidenfäden gewebten Siebe für Mahlmühlen dagegen werden fast immer nach Art von Gaze, Fig. 324, dargestellt, so nämlich, daß die Kettenfäden *u* überall unter und diejenigen *o* überall über dem Einschlage *e* gelegen sind, und daß zwischen den einzelnen Schußfäden eine Kreuzung von je zwei benachbarten Kettenfäden stattfindet, wodurch der gleichmäßige Abstand der Fäden von einander und die gleichmäßige Größe der Oeffnungen gewahrt wird. Auch geflochtene Drahtsiebe finden zuweilen Anwendung, von Haargeweben macht man nur in einzelnen Fällen für Handsiebe Gebrauch, in Maschinen werden dieselben kaum verwendet.

Aus den Figuren 321 bis 323 ersieht man, daß die Oeffnungen der Drahtsiebe sich mehr der quadratischen als der kreisförmigen Gestalt nähern, und daß in Folge hiervon die Durchbrechungen derselben einen größeren Betrag der ganzen Siebfläche ausmachen, als dies bei den gelochten Blechsieben der Fall ist, weshalb die letzteren auf gleicher Fläche dem Durchfall weniger Querschnitt darbieten. Dagegen setzen die Blechsiebe dem Fortschreiten der Masse entlang des Siebes weniger Widerstand entgegen, als die Drahtsiebe, weil bei diesen einzelne Drähte an den Kreuzungsstellen über die Siebfläche hervorragen, auch ist die Dauerhaftigkeit der Drahtsiebe, besonders der feineren, eine nur geringe, da deren Widerstandsfähigkeit natürlich mit der Dicke der verwendeten Drähte abnimmt.

Die verhältnißmäßige Größe der freien Oeffnung bei den verschiedenen Blech und Drahtsieben ist aus der folgenden Zusammenstellung zu ersehen, welche einer Broschüre von A. Schmitt-Manderbach[1]) entnommen wurde.

Blechsiebe.

Lochgröße d in mm	0,5—1	1,0—2,0	2,0—9	9—75
Freie Oeffnung in Proc.	15	20	40	50
Abstand der Löcher	d	0,67 d	0,5 d	0,33 d

Drahtsiebe.

Lochgröße d in mm	0,25—0,50	0,5—2	1,5—2	2—4	4—6	6—15	15—25	25—75
Freie Oeffn. in Proc.	40	50	40	45	50	60	65	70
	Messingdraht		Eisendraht					

Um ein Sieb in gehöriger Art zur Wirkung kommen zu lassen, ist es nöthig, die zu siebende Masse in einer nur dünnen Schicht nicht nur auf dem Siebe auszubreiten, sondern über dasselbe hin zu bewegen, und zwar wird der Weg des Gutes auf dem Siebe um so länger gemacht werden müssen, je größer die Dicke der Schicht gewählt wird. Eine größere Geschwindigkeit des zu sondernden Gutes entlang der Siebfläche ist dabei deswegen zu vermeiden, weil vermöge einer solchen die einzelnen Körner zu leicht über die Oeffnungen hinweghüpfen, das Sieb also nur sehr unvollkommen zur Wirkung kommt. Man kann dies bei jedem der bekannten einfachen Sturzsiebe bemerken, wie sie z. B. in Sandgruben zum Absondern des Sandes von dem Kies benutzt werden. Da diese Siebe eine so steile Neigung erhalten müssen, daß das Gut von selbst auf ihnen herabgleitet, so würde die Wirkung eine sehr ungenügende sein, wenn man das Gut senkrecht von oben einfallen lassen wollte, und nur dadurch erzielt man ein etwas besseres Resultat, daß das Gut von dem Arbeiter gegen die Siebfläche geworfen wird. Daß hierbei nur eine sehr kleine Fläche des Siebes zur Wirkung gebracht wird, und das letztere einer schnellen Abnutzung ausgesetzt sein muß, liegt auf der Hand.

Man benutzt nun zwar auch bei den meisten in Maschinen angewandten Sieben das Eigengewicht der Masse zu deren Bewegung über das Sieb,

[1]) Das Spiralsieb, Princip, Wirkungsweise und Bau desselben, von Adolph Schmitt-Manderbach; Dillenburg 1881.

indem man dem letzteren eine bestimmte Neigung giebt, doch wählt man hierbei diese Neigung immer viel kleiner als der zugehörige Böschungswinkel der Masse ist, so daß die letztere niemals von selbst auf dem Siebe herabgleitet. Um ein Herabgleiten zu erreichen, wird vielmehr dem Siebe immer eine Rüttelbewegung ertheilt, über deren Wirkung in §. 4 besonders gehandelt worden ist, weshalb hier auf jene Stelle verwiesen werden kann.

Es muß ferner bemerkt werden, daß man durch die Neigung des Siebes die Feinheit des Durchfalls beeinflussen kann, da der Querschnitt eines lothrecht durch eine Sieböffnung hindurchfallenden Körpers offenbar höchstens gleich der horizontalen Projection dieser Oeffnung sein kann. Man macht hiervon Gebrauch bei den Sieben für gemahlenen Cement, welcher in so großer Feinheit hergestellt wird, daß er durch ein Sieb hindurchfällt, das auf der Fläche von 1 qcm 900 Maschen enthält. Wollte man sich hierbei so feiner Drahtsiebe wirklich bedienen, so würden dieselben, abgesehen von dem hohen Preise, so zart sein, daß ihre Dauer eine sehr beschränkte wäre. Statt dessen wendet man daher in diesem Falle durchbrochene Platten an, welche unter einer erheblichen Neigung von 40 bis 45^0 gegen den Horizont aufgestellt werden, und mit feinen rechteckigen Durchbrechungen versehen sind, deren Längsrichtung quer zu der Falllinie des Siebes, also horizontal gestellt ist. Bezeichnet man mit b die sehr geringe, nach der Falllinie des Siebes gemessene Breite eines Schlitzes, so ergiebt sich die dem durchfallenden Stoffe dargebotene horizontale Weite zu $e = b \cos \alpha$, wenn mit α der Neigungswinkel des Siebes gegen den Horizont bezeichnet wird.

Von besonderer Wichtigkeit für die Feinheit des durch ein Sieb von bestimmter Maschenweite gelangenden Gutes ist auch die Höhe oder Dicke der Schicht, in welcher das Gut über das Sieb hin bewegt wird. Die Erfahrung zeigt, daß das durch ein Sieb fallende Gut bei einer größeren Dicke dieser Schicht erheblich feiner ausfällt, als dies bei nur geringer Dicke der Fall ist. Hiermit steht es im Zusammenhange, warum ein langes Sieb, welches seiner ganzen Länge nach von dem Gute bestrichen wird, in dem oberen Theile feineren Durchfall liefert, als in dem unteren, auch wenn die Feinheit des Siebes in der ganzen Länge dieselbe ist. Es verringert sich nämlich die Dicke der Schicht hierbei von oben nach unten in dem Maße, in welchem die Masse durch das Sieb hindurchfällt.

Man kann sich diese auffällige Erscheinung folgendermaßen erklären. Wenn man in einem Glase ein Gemenge größerer und kleinerer Körner aus demselben Stoffe, also von gleicher Dichte, schüttelt, so wird man immer bemerken, daß nach kurzer Zeit die kleineren Körner sich unter den größeren abgelagert haben, indem die kleineren Gelegenheit finden, durch die Zwischenräume zwischen den größeren in ähnlicher Art sich hindurchzudrängen, wie dies z. B. Erbsen zwischen Kartoffeln thun. Wenn nun ein längeres Sieb

in seinem oberen Theile mit der zu sondernden Masse beschickt wird, so werden auch in dieser Masse in Folge der Rüttelbewegung die kleinsten Theile abwärts gehen und sich vornehmlich durch die Siebmaschen hindurchdrängen. Bei dem Fortschreiten der Masse auf dem Siebe sind daher die kleinsten Theile schon mehr oder minder entfernt, und es gelangen nunmehr hauptsächlich nur größere Theile durch die Maschen hindurch. Da nun aber die Feinheit einer Masse von der durchschnittlichen Größe der diese Masse bildenden Theile abhängt, so erklärt es sich, warum der Durchfall des oberen Siebtheiles, der hauptsächlich die kleineren Körner enthält, feiner sein muß, als die im unteren Theile des Siebes durchgelassene Masse, die vorzugsweise die größten der überhaupt durch das Sieb hindurchgehenden Körner enthält.

Anstatt dem zu siebenden Gute eine Bewegung über das Sieb durch eine rüttelnde oder schwingende Bewegung des letzteren zu ertheilen, wendet man auch vielfach eine unausgesetzt drehende Bewegung des Siebes an, indem man demselben die Gestalt einer cylindrischen Trommel giebt. Wenn diese Trommel unter geringer Neigung der Axe gegen den Horizont gelagert und in langsame Umdrehung versetzt wird, so bewegt sich das an dem oberen Trommelende eingeführte Gut allmählich durch die Trommel hindurch, so daß der Rückhalt am unteren Ende austritt. Da hierbei immer nur ein verhältnißmäßig kleiner Theil des Trommelumfanges zur Wirkung kommt, so hat man auch wohl Siebe von mulden- oder trogförmiger Gestalt in Anwendung gebracht, indem man nur den unteren Theil der Trommel zu einem Siebe gestaltete, welchem nicht eine rotirende, sondern ein hin- und zurückschwingende Bewegung ertheilt wird. Andererseits wendet man in den Mahlmühlen anstatt der cylindrischen Trommelsiebe vielfach solche von sechsseitig prismatischer Gestalt an, in welchen das Gut bei der Umdrehung des Siebes um seine Axe fortwährend von einer Fläche des Prismas auf die folgende herabfällt, so daß damit eine ähnliche Wirkung, wie bei den erwähnten Wurfsieben erzielt wird. Um bei der Anwendung cylindrischer Trommelsiebe den ganzen Umfang fortwährend zur Wirkung zu bringen, hat man endlich auch im Trommelinnern eine schnell rotirende Flügelwelle angeordnet, welche vermöge ihrer Bewegung das Gut ringsum gegen den Umfang schleudert; man bezeichnet diese Siebe als Centrifugalsichtemaschinen.

§. 97. **Ebene Siebe.** Ein ebenes oder sogenanntes Plansieb einfachster Ordnung ist durch Fig. 325 dargestellt. Man erkennt darin den geneigten Rahmen ab, in welchen das Sieb s eingespannt ist, welcher Rahmen durch die Hängearme h und die Stelzen t derartig unterstützt wird, daß er die erforderliche schwingende Bewegung annehmen kann. Diese Bewegung wird

ihm durch das Schlagrädchen r und die Feder f ertheilt, welche letztere eine schnelle Rückführung des durch die Daumen des Schlagrädchens langsam angezogenen Rahmens bewirkt. Vermöge dieser nach der Fallrichtung des Siebes erfolgenden Prallungen bewegt sich das Gut langsam nach dem unteren Ende des Siebes hin, ein seitliches Herabgleiten wird durch die beiderseitigen Einfassungen verhindert. Es muß hierbei bemerkt werden, daß man zwar dem Siebrahmen auch eine Rüttelung nach Querrichtung ertheilen kann, daß in diesem Falle jedoch von einer derartigen ruckweisen oder Prallbewegung kein Gebrauch gemacht werden darf, weil in Folge einer solchen das Gut nach der einen Seite gedrängt werden und daselbst eine die Wirkung sehr beeinträchtigende Anhäufung stattfinden würde. Will man

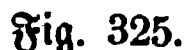
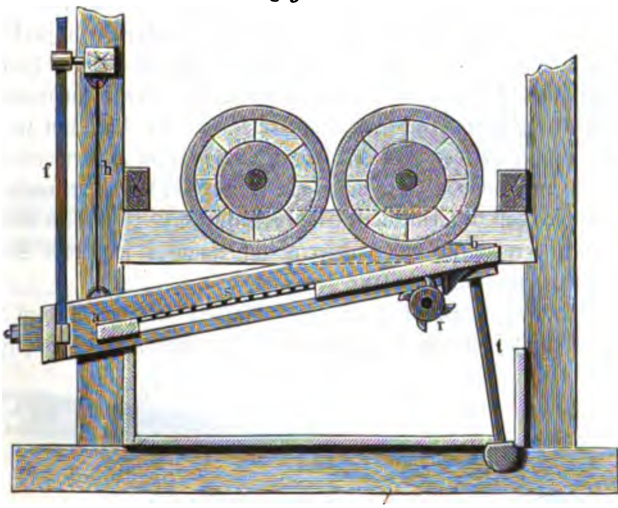


Fig. 325.



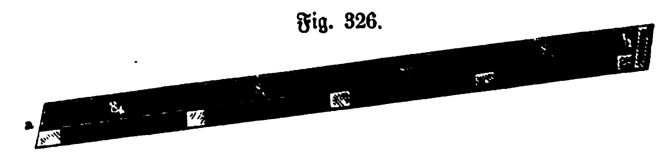
dem Siebe eine Querrüttelung ertheilen, so muß man sich daher einer Bewegungsvorrichtung bedienen, welche, wie das Kurbelgetriebe, die Bewegung nach beiden entgegengesetzten Richtungen in übereinstimmender Art bewirkt. Man kann auch eine Rüttelung in lothrechter Richtung anwenden, was meistens bei der Anordnung mehrerer Siebe über einander sich empfiehlt. Bedient man sich hierbei der Prallbewegung, so soll man die absteigende Bewegung langsam und die aufsteigende schnell vornehmen, weil dann durch das Emporhüpfen der auf dem Siebe liegenden Körner ein vortheilhaftes Offenhalten der Siebmaschen erzielt wird, während die entgegengesetzte Anordnung zu einem Versetzen der Löcher Veranlassung bietet. Die Neigung derartiger ebener Siebe gegen den Horizont beträgt in der Regel 10 bis 20 Grad, die Länge eines Siebes soll nach Rittinger wenigstens zu 0,3 m

angenommen werden, meistens wählt man dieselbe zwischen 0,45 und 0,6 m; während die Breite sich nach der verlangten Leistung bestimmt, indem die Menge des aufzugebenden Gutes bei bestimmter Dicke der Schicht im Verhältniß der Breite steht. Die Anzahl der Rüttelbewegungen (Doppelspiele), wählt man meist zu etwa 200 in der Minute, der Ausschlag jeder Schwingung kann zu 30 bis 80 mm angenommen werden, die Wirkungsart dieser Rüttelbewegung wurde in §. 4 besprochen.

Das betrachtete Sieb bewirkt eine Trennung der Masse in nur zwei Theile, in den Durchfall und den Rückhalt, und man bedient sich daher solcher einfacher Siebe nur in solchen Fällen, wo eine weiter gehende Absonderung nicht nöthig ist. So führt man wohl die von Quetschwalzen zerkleinerte Masse durch ein derartiges Sieb, welches die hinreichend zerkleinerten Theile durch seine Maschen hindurchfallen läßt, während die gröberen Theile zurückgehalten werden, um einer wiederholten Zerkleinerung durch die Walzen ausgesetzt zu werden. Wenn es sich dagegen darum handelt, eine aus Theilchen von sehr verschiedener Größe zusammengesetzte Masse in verschiedene Posten je nach der Größe der Theilchen zu sondern, ein Fall, welcher bei der Aufbereitung der Erze in Hüttenwerken immer vorliegt, so muß man mehrere auf einander folgende Siebe verwenden, deren Maschenweiten den zu erhaltenden Classen entsprechend zu wählen sind. Man nennt einen derartigen, aus mehreren auf einander folgenden Sieben bestehenden Apparat einen Rätter.

Man kann die einzelnen Siebe eines Rätters so in demselben Rahmen anbringen, daß sämmtliche Siebe in einer und derselben Ebene *ab*, Fig. 326,

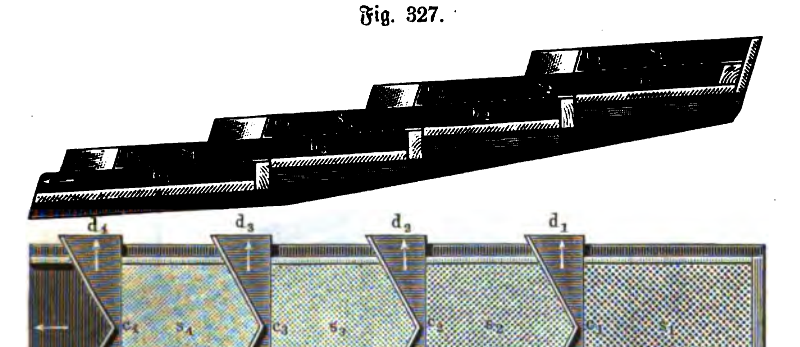
Fig. 326.



gelegen sind, welche Anordnung sich durch ihre Einfachheit auszeichnet. Bei derselben muß die Weite der Siebmaschen vom oberen nach dem unteren Ende hin allmählich zunehmen, so daß das erste Sieb s_1 die feinsten und das letzte Sieb s_4 die weitesten Oeffnungen zu erhalten hat. Hierin liegt ein großer Nachtheil dieser Anordnung, denn vermöge derselben sind gerade die feinsten und theuersten Siebe einer ganz besonderen Abnutzung durch das über sie hinwegzuführende Gut ausgesetzt, da alle, auch die gröbsten Stücke, über diese feinsten Siebe hinweggleiten müssen. Um diesen erheblichen Uebelstand zu vermeiden, führt man die Rätter oft so aus, daß die Weite der Oeffnungen bei dem ersten Siebe am größten ist und von Sieb zu Sieb stufenweise kleiner wird, so daß die feineren Siebe überhaupt nicht mehr mit den größeren Körnern in Berührung kommen können, indem die letzteren

bereits durch die vorausstehenden gröberen Siebe abgesondert wurden. Hierzu ist es aber erforderlich, daß man von jedem Siebe nicht, wie in Fig. 326, den Rückhalt, sondern, wie in Fig. 327, den Durchfall desselben durch das folgende Sieb einer weiteren Sonderung unterwirft. Um dies zu ermöglichen, erhält der Rätter eine stufenförmige Anordnung der Siebe, wie sie durch Fig. 327 versinnlicht ist. Unterhalb jedes Siebes, wie s_1, nimmt ein dazu paralleler Boden b_1 die hindurchgefallenen Körner auf, um dieselben dem in seiner Verlängerung angebrachten folgenden Siebe s_2 zuzuführen, während der Rückhalt des Siebes, welcher bei c aufgehalten wird, seitlich bei d oder e oder zu beiden Seiten herabfallen kann. Diese Anordnung eines sogenannten Stufenrätters, welche in der Regel bei sehr verschiedener Größe der zu sortirenden Körner gewählt wird, erfordert allerdings mehr Herstellungskosten und auch ein größeres Gefälle, als ein mit

Fig. 327.

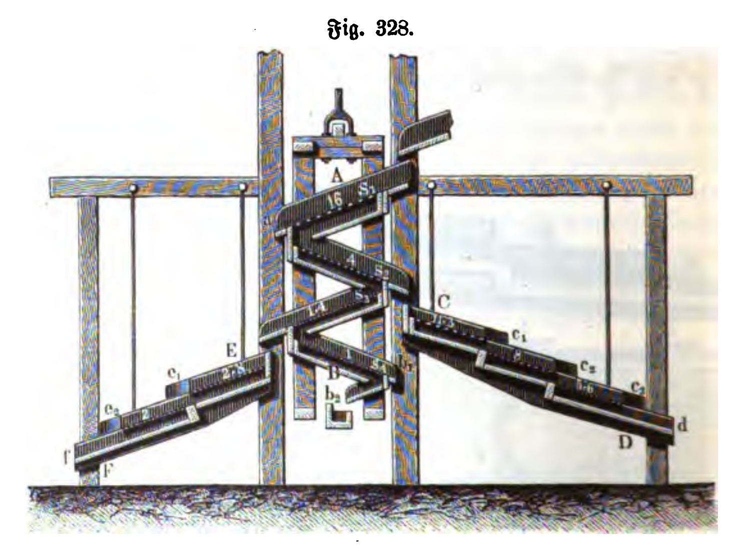


einer gleichen Anzahl von Sieben versehener Planrätter, nach Art der Fig. 326, weswegen die Anwendung des letzteren oft in solchen Fällen beliebt wird, in denen das zu sondernde Gut bereits einer theilweisen Absonderung, einer sogenannten Vorclassirung, unterworfen wurde, derart, daß die in der ferner noch zu classirenden Masse enthaltenen Körner nicht zu große Verschiedenheiten in ihrer Größe darbieten.

Wollte man bei einer größeren Anzahl von zu erzielenden Kornclassen alle einzelnen Siebe in einem einzigen Rahmen nach Art der Fig. 326 oder 327 anordnen, so würde dieser Rahmen eine sehr große Länge und ein erhebliches Gewicht annehmen, das namentlich wegen der dem Rahmen zu ertheilenden schnellen Rüttelbewegung zu mancherlei Unbequemlichkeiten und Nachtheilen führen müßte. Aus diesem Grunde pflegt man nicht gern mehr als höchstens vier Siebe in demselben Rahmen anzubringen, und man ver-

einigt bei einer größeren Anzahl zu erzielender Kornclassen mehrere Rätter mit einander. Passend pflegt man hierbei einen **Haupträtter** anzuwenden, welcher die ganze zu sondernde Masse zugewiesen erhält, um dieselbe in einige wenige Classen in gröberer Abstufung zu sondern, indem man die von demselben erhaltenen Posten durch besondere **Nebenrätter** einer weiter gehenden feineren Sonderung unterwirft. Vermöge einer solchen Anordnung spart man nicht nur an dem für die Anlage des Siebwerkes nöthigen **Gefälle**, sondern man kann auch für die Nebenrätter ohne erhebliche Nachtheile die bequemere Anordnung als Planrätter wählen, da die auf einen solchen Nebenrätter kommende Masse wegen der Vorclassirung auf dem

Fig. 328.



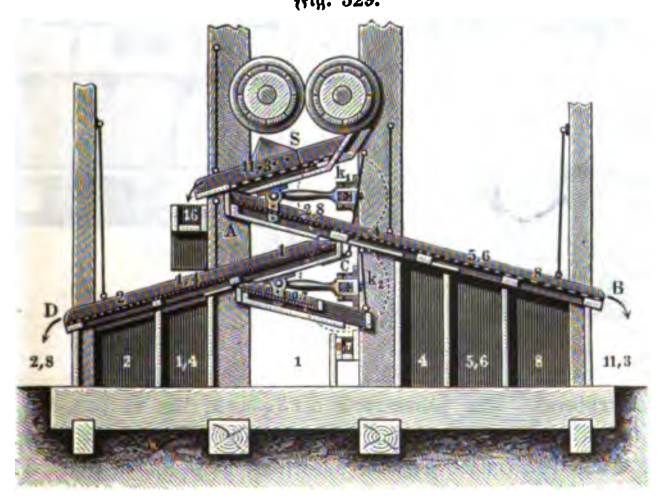
Haupträtter nur noch Theile enthält, deren Körner nicht sehr von einander verschieden sind.

Eine solche Anordnung ist durch Fig. 328 erläutert. Hierin stellt AB den aus vier Sieben bestehenden Haupträtter vor, welcher als Stufenrätter ausgeführt ist, dessen einzelne Siebe abwechselnd nach entgegengesetzten Seiten geneigt und so unter einander angebracht sind, daß der Rätter in einem senkrechten Gestelle angeordnet werden konnte und daher den Namen **Gestellrätter** führt. Die in die Siebe eingeschriebenen Zahlen 16, 4, 1,4 und 1 bedeuten die Maschenweiten, welche der oben angeführten Siebscala **Rittinger's** entsprechend gewählt sind. Unterhalb des zweiten Siebes s_2 schließt sich der aus drei Sieben von 11,3, 8 und 5,6 mm Maschenweite bestehende Nebenrätter CD an, während der Rückhalt des dritten Siebes s_3 durch einen auf der andern Seite folgenden Nebenrätter EF vermöge zweier

Siebe von 2,8 und 2 mm Maschenweite noch ferner in die betreffenden Classen zerlegt wird. Außer dem bei a abgehenden Rückhalt des obersten Siebes von mehr als 16 mm Größe erhält man durch den Nebenrätter CD vier Classen von 16, 11,3, 8 und 5,6 mm Korngröße, welche bezw. bei c_1, c_2, c_3 und d abgehen, während der Nebenrätter EF bei e_1, e_2 und f die drei Classen von 4, 2,8 und 2 mm Größe liefert. Endlich erhält man durch das unterste Sieb s_4 des Haupträtters bei b_1 und b_2 die beiden Classen von 1,4 und 1 mm Korngröße, so daß man im Ganzen neun Classen erzielt. Das erforderliche Gefälle ist hierbei nur gleich dem von fünf Sieben.

Während bei der vorstehend angegebenen Einrichtung sämmtliche Rätter als Stufenrätter ausgeführt sind, zeigt Fig. 329 eine Anordnung mit zwei Planrättern AB und CD, welche das von dem darüber angebrachten Siebe S gelieferte Gut sortiren. Dementsprechend sind die

Fig. 329.

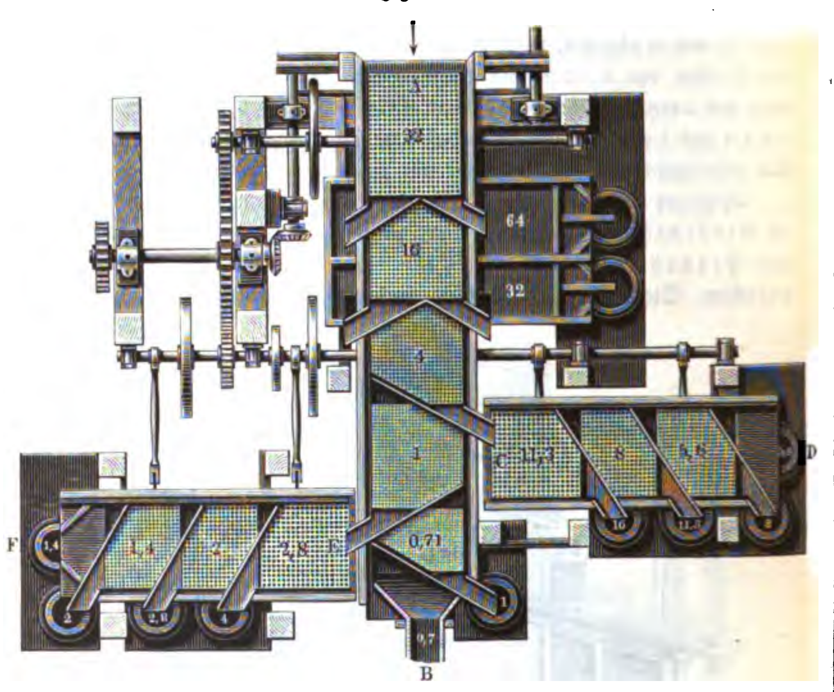


Maschenweiten der einzelnen Siebe so zu wählen, wie die eingeschriebenen Zahlen andeuten, und es ist aus der Figur ohne weitere Erläuterung ersichtlich, in welcher Weise die einzelnen Classen an den mit gleichen Zahlen bezeichneten Sammelstellen unter den Sieben gewonnen werden. Die Art, wie den mit einander zu je zwei verbundenen Rahmen die Rüttelbewegung durch die beiden Kurbeln k_1 und k_2 ertheilt wird, ist gleichfalls aus der Figur zu ersehen.

Bei der in Fig. 330 (a. f. S.) dargestellten Vereinigung dreier Stufenrätter sind die beiden Nebenrätter CD und EF senkrecht gegen den Haupträtter AB gestellt, die Maschenweiten und die Sammelstellen für die einzelnen Posten sind aus den beigeschriebenen Zahlen ersichtlich.

Die durch die Figuren 325 bis 330 dargestellten Anordnungen sind dem mehrfach genannten Werke Rittinger's entnommen.

Fig. 330.



§. 98. **Schurrsiebe.** Ein stellbares Schrägsieb, wie es von der Firma Nagel & Kämp in Hamburg für Cement und überhaupt für harte mineralische Stoffe von einiger Schwere ausgeführt wird, ist in Fig. 331 dargestellt. Das aus gelochten Blechen gebildete Sieb S ist in einem Rahmen AB untergebracht, welchem eine mehr oder minder große Neigung gegen den Horizont gegeben werden kann. Zu dem Behufe ruht der Rahmen unterhalb auf beiderseits angebrachten Klötzchen a, während die oberhalb befindliche Traverse t, welche durch Lenkstangen c geführt wird, mittelst der Schraubenspindel s durch das Handrad h nach Erfordern gehoben werden kann. Giebt man dem Rahmen eine Neigung unter dem Winkel α gegen den Horizont, so bestimmt sich bei der Weite der Sieböffnungen gleich b die Größe des durchfallenden Korns zu $e = b \cos \alpha$, also um so kleiner, je steiler das Sieb eingestellt wird. Da hiernach die Weite der Oeffnungen erheblich größer sein darf, als die Korngröße, so gestatten diese Siebe den Ersatz der kostspieligen feinen Drahtgewebe durch gelochte Metallbleche.

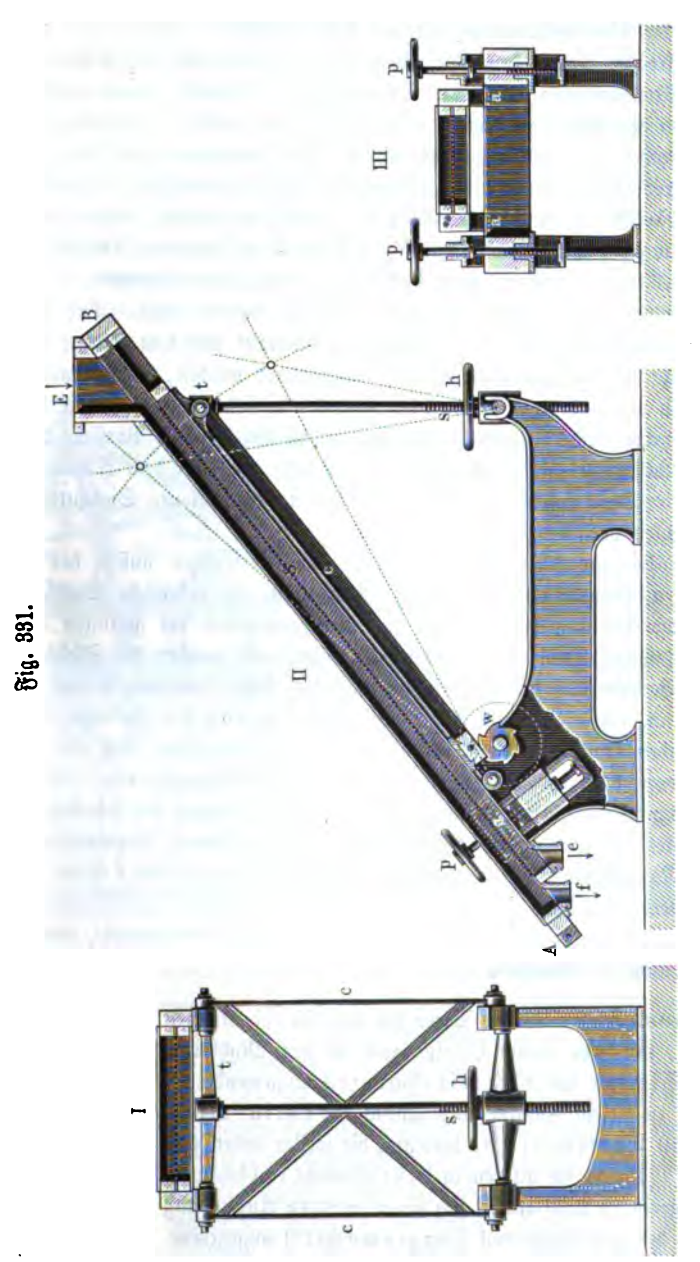


Fig. 331.

Um die Abwärtsbewegung des aus dem Einlaufe E austretenden Gutes in regelrechter Art zu bewirken, wird dem unteren Ende des Siebrahmens eine Rüttelbewegung durch die Daumenwelle w ertheilt, durch welche ein Anheben des Rahmens bewirkt wird. Da man durch die Stellschrauben p die Klötzchen a verstellen und dadurch die Höhe begrenzen kann, bis zu welcher der Rahmen durch sein Eigengewicht wieder niederfällt, so hat man hierin ein Mittel, um die Wirkung des Siebes zu regeln. Eine gänzliche Abstellung der Schüttelwirkung läßt sich durch die besagten Stellschrauben ebenfalls erzielen, wenn man dieselben so weit herausschraubt, daß der Rahmen von den Daumen gar nicht ergriffen werden kann. Der Durchfall gelangt durch den bei e angebrachten Auslauf aus dem Siebe; solcher Ausläufe müssen natürlich mehrere angeordnet werden, wenn man den Rahmen mit mehreren Sieben über einander versieht, von denen die oberen die größeren Löcher zu erhalten haben, so daß dieselben als Vorsiebe dienen. Der Rückhalt gelangt durch f heraus. Durch eine über dem Rahmen angebrachte Decke soll dem lästigen Verstäuben des trockenen Siebgutes nach Möglichkeit vorgebeugt werden.

Als Vorzüge dieser Bauart führen die Verfertiger außer der schon gedachten Verwendbarkeit gelochter Bleche auch für erhebliche Siebfeinheit die große Leistung bei kleinstem Kraftverbrauche und bei geringen Unterhaltungskosten, sowie die Bequemlichkeit an, mit welcher die Siebfeinheit durch Veränderung der Siebneigung und der Schüttelwirkung geregelt werden kann. Die Leistung richtet sich natürlich nach der Feinheit des zu erzielenden Gutes, es wird in dieser Hinsicht angegeben, daß ein solches Sieb von 1,25 qm Siebfläche stündlich ein Aufschüttgut von 1200 bis 1500 kg zu verarbeiten vermag, wenn an die Feinheit des durchgesiebten Cementes die Bedingung gestellt wird, daß auf einem Normalsiebe von 900 Maschen im Quadratcentimeter nicht mehr als 2 bis 4 Proc. Rückstand verbleiben darf.

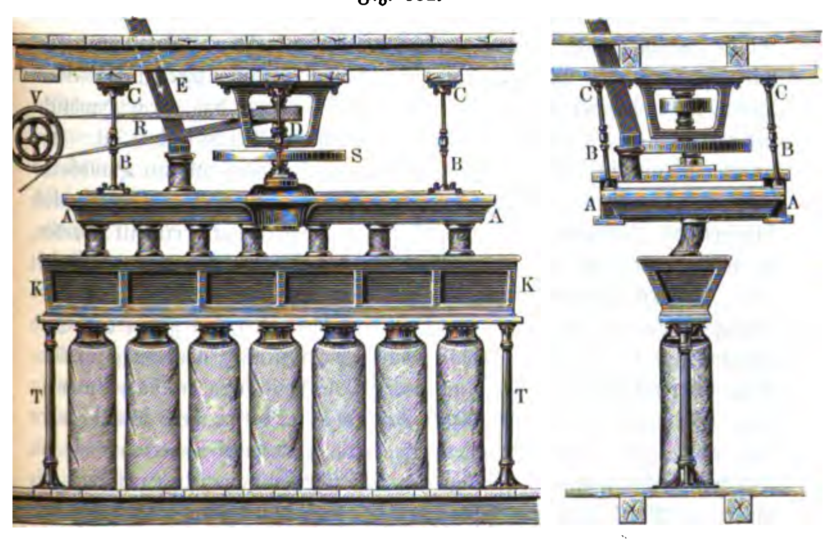
Für ganz leichte und weiche Stoffe, wie z. B. für Getreidemehl, sind diese Siebe nicht zu empfehlen.

§. 99. **Plansichter.** Ebene Siebe hat man in der neuesten Zeit, und wie es scheint, mit sehr gutem Erfolge auch in den Mahlmühlen zum Sieben oder Sichten des Getreideschrotes angewendet, während man sich bisher zu diesem Zwecke hauptsächlich der cylindrischen und prismatischen Trommelsiebe bediente, die weiter unten näher besprochen werden. Während die älteren in dieser Hinsicht empfohlenen Maschinen wegen ihrer geringen Wirksamkeit sich keiner weiteren Anwendung erfreuen konnten, scheint der neuerdings von Haggenmacher[1]) angegebene Plansichter sich

[1]) D. R.-P. Nr. 46509 und 46985, Die Mühle, 1889.

durch vorzügliche Leistungen auszuzeichnen. In dieser Maschine kommt ein horizontaler Rahmen zur Anwendung, in welchem in geringem Abstande (4 cm) über einander mehrere, in der Regel vier Siebe befindlich sind. Diesem Rahmen wird eine Bewegung ertheilt, welche mit derjenigen im wesentlichen übereinstimmt, die man einem gewöhnlichen Handsiebe zu ertheilen pflegt. Zu diesem Zwecke ist nämlich der die Siebe enthaltende Rahmen *A*, Fig. 332, an vier Stangen *B* aufgehängt, welche sowohl oben an der Decke bei *C* wie unten am Rahmen mit Kugellagern versehen sind, so daß die Stangen wie conische Pendel nach allen Richtungen hin um die oberen Aufhängepunkte schwingen können. Wird nun dem Rahmen *A* durch eine auf dem unteren Ende der stehenden Axe *D* befindliche Kurbel, deren

Fig. 332.



Warze in dem Rahmen ihr Lager findet, eine Bewegung ertheilt, so beschreibt jeder Punkt des Rahmens eine mit dem Kurbelkreise gleiche horizontale Kreisbahn, eine Bewegung, welche etwa übereinstimmt mit derjenigen der Kuppelstange einer Güterzuglocomotive.

Würden die auf dem Siebe ruhenden Körner mit dem Siebe fest verbunden sein, so würden dieselben natürlich auch an dieser Bewegung theilnehmen, und von einer Wirkung des Siebes könnte darum keine Rede sein, weil die hierzu nöthige Bewegung der Masse über die Siebfläche hin fehlte. Dasselbe würde auch noch gelten, wenn die Theilchen zwar nur lose auf dem Siebe lägen, die Rahmenbewegung aber so langsam erfolgte, daß die durch die Kreisbewegung veranlaßte Fliehkraft nicht im Stande wäre, die Reibung

der Masse auf dem Siebe zu überwinden, da auch in diesem Falle die Masse unmittelbar an der Bewegung des Rahmens theilnehmen müßte und eine relative Verschiebung des Gutes gegen das Sieb nicht hervorgerufen würde. Wird jedoch dem Rahmen eine genügend schnelle Kreisbewegung ertheilt, so daß die zugehörige Fliehkraft den Werth der Reibung übersteigt, so stellt sich eine relative Verschiebung der Siebfläche unter der darauf befindlichen Masse ein, in Folge deren die letztere auf dem Siebe eine kreisende Bewegung annimmt. Da diese Bewegung in allen Punkten der Siebfläche fortwährend stattfindet, so haben die kleineren Theile der Masse hinreichend Gelegenheit, durch die Maschen zu fallen, ohne daß der Durchgang durch gewaltsame Einwirkungen, wie sie sich bei dem Werfen oder Fallen gegen das Sieb einstellen, beeinflußt wird. Dieser letztgedachte Umstand ist von besonderem Vortheil für die Gleichmäßigkeit der durchgesiebten Masse, indem gröbere Körner, welche bei der gedachten gewaltsamen Einwirkung durch die Maschen hindurchgezwängt werden, hier zurückbleiben. Hierin ist auch einer der Gründe zu erkennen, warum das durch Handsiebe gesonderte Mehl in der Regel von so vorzüglicher Beschaffenheit ist. Ein anderer Grund für die vortheilhafte Wirkung des gewöhnlichen Handsiebes muß darin erkannt werden, daß dem letzteren durch die eigenthümlich schwingende Bewegung wiederholt kleine Erschütterungen ertheilt werden, in Folge deren nicht nur einem Versetzen der Siebmaschen entgegengewirkt wird, sondern wodurch auch die leichteren Theilchen an die Oberfläche gelangen, während die schwereren Theilchen sich nach unten gegen das Sieb drängen, wo sie Gelegenheit haben, durch die Oeffnungen hindurchzufallen. Man kann sich von dieser Wirkung jederzeit leicht überzeugen, wenn man in einem Glase eine kleine Menge Getreideschrot einer entsprechend schwingenden oder schüttelnden Bewegung unterwirft; man wird dabei bemerken, wie die leichteren Schalentheilchen sich an der Oberfläche ansammeln, während die schwereren Mehl- oder Stärkekügelchen sich nach dem Boden des Glases hinziehen. Da nun das aus solchem Schrote abgesonderte Mehl um so vorzüglicher ist, je weniger von den kleberhaltigen Kleientheilchen sich in demselben befinden, so erklärt sich gerade hierdurch die vorzügliche Beschaffenheit des durch Handsiebe abgesonderten Mehles.

Bei dem vorstehend beschriebenen Haggenmacher'schen Plansichter werden ähnlich wirkende kleine Erschütterungen der Masse durch ein einfaches Mittel ebenfalls hervorgerufen. Es sind nämlich auf dem Siebe einzelne hervorstehende Leistchen angeordnet, welche, als fest mit dem Siebe verbunden, an dessen kreisender Bewegung theilnehmen. Gegen diese Leisten trifft die auf dem Siebe befindliche Masse, sobald die Geschwindigkeit des ersteren groß genug ist, um eine relative Verschiebung der Masse auf ihm zu veranlassen. Die Theilchen kommen hierdurch in eine unausgesetzt hüpfende Bewegung,

welche dieselben vortheilhaften Einwirkungen auf den Vorgang des Siebens ausübt, wie die gedachten Schwingungen des Handsiebes. Gleichzeitig läßt sich auch durch geeignete Anordnung dieser Leisten eine allmähliche Bewegung der Masse entlang der Siebfläche erzielen, so daß man dieses Sieb, trotzdem es wagerecht liegt, doch wie ein geneigtes Sieb in ununterbrochenem Betriebe erhalten kann, indem die an dem einen Ende desselben regelmäßig zugeführte Masse durch die Wirkung der gedachten Leisten ebenso regelmäßig über das Sieb hin bewegt wird.

Durch die gedachte kreisende Bewegung des Siebes geräth auch die auf demselben liegende Masse in eine ähnliche Bewegung, und zwar mit geringerer Geschwindigkeit, so daß die Siebfläche stetig unter der darauf befindlichen Masse mit einer bestimmten relativen Geschwindigkeit hinweggezogen wird. In Folge hiervon kommt jedes Korn mit immer neuen Sieböffnungen in Berührung, welche ihm das Durchfallen in derselben Weise ermöglichen, wie dies bei dem gewöhnlichen Handsiebe auch der Fall ist. Wenn auch die Bewegung der einzelnen Körner auf dem Siebe durch das fortwährende gegenseitige Stoßen und Drängen der Körner gegen einander und gegen die erwähnten Leisten mehr oder minder unregelmäßig ausfallen muß, so läßt sich doch diese Bewegung im Allgemeinen etwa in der folgenden Art beurtheilen.

Die lose auf dem Siebe ruhende Masse wird zu einer Bewegung lediglich durch die zwischen ihr und dem Siebe auftretende Reibung veranlaßt; wäre eine solche Reibung gar nicht vorhanden, so müßte die Masse vollständig in Ruhe verharren und jeder Punkt des Siebes würde unter der darüber ruhenden Masse in Kreisen vom Halbmesser r der treibenden Kurbel sich verschieben; dieser Zustand wäre für das Sieben sehr vortheilhaft. Wenn dagegen die Reibung von so beträchtlicher Größe ist, daß man die Masse als mit dem Siebe fest verbunden ansehen darf, so nimmt jedes Massenkorn unmittelbar die Bewegung des Siebes an, so daß in diesem Falle die für die Wirkung des Siebens unerläßliche Verschiebung gar nicht auftritt. Dieser Zustand, für welchen das Sieb nahezu unwirksam sein wird, stellt sich auch immer ein, sobald die Reibung eines Massentheilchens die Größe der Fliehkraft erreicht, die in diesem Theilchen durch die Umdrehung hervorgerufen wird. Man kann sich leicht durch den Versuch überzeugen, daß die Masse auf einem Handsiebe keinerlei Verschiebung erfährt, so lange die dem Siebe ertheilte kreisende Bewegung nur langsam erfolgt, so daß die zugehörige Fliehkraft den Betrag der möglichen Reibung noch nicht erreicht. Erst wenn die Bewegung schnell genug erfolgt, um eine Fliehkraft zu veranlassen, welche größer ist als die gedachte Reibung, bemerkt man die erwähnte relative Bewegung des Siebes unter der Masse, welche letztere dabei zwar immer noch kreist, aber in Bahnen von kleinerem Halbmesser, als

derjenige für die Bewegung des Siebes ist. Man kann auch bemerken, daß die Kreise, in denen die Massentheilchen sich bewegen, um so enger ausfallen, je größer die Geschwindigkeit der Siebbewegung gewählt wird.

Bezeichnet man mit G das Gewicht eines auf dem Siebe befindlichen Kornes, und ist f der Reibungscoëfficient für das Gleiten desselben auf dem Siebe, welches letztere eine Geschwindigkeit empfangen möge, wie sie n Umdrehungen der treibenden Kurbel von der Länge r in der Minute entspricht, so nimmt nach dem Vorbemerkten das Korn an der Bewegung des Siebes unmittelbaren Antheil, so lange die Fliehkraft $C = G\frac{v^2}{rg} = G\frac{4\pi^2n^2r}{3600g}$ den Werth der Reibung $F = fG$ noch nicht überschreitet. Man hat daher für den Grenzfall $r = \frac{900}{\pi^2}\frac{gf}{n^2}$ oder $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{gf}{r}}$, worin $g = 9{,}81$ m zu setzen ist. Die Größe der Reibung, welche als das Maß der beschleunigenden Kraft anzusehen ist, genügt also in diesem Falle, um das Korn in einem Kreise vom Kurbelhalbmesser r in der Minute n mal herum zu führen, wobei die Reibung genau gleich der der Bewegung des Korns zugehörigen Fliehkraft ist. Diese letztere Bemerkung hat auch noch ihre Gültigkeit bei einer größeren Geschwindigkeit des Siebes, nur ist alsdann der Halbmesser für die Bahn des Kornes nicht mehr gleich dem Kurbelhalbmesser, sondern derselbe fällt in dem Maße kleiner, etwa gleich r_1 aus, daß auch jetzt die Bedingung

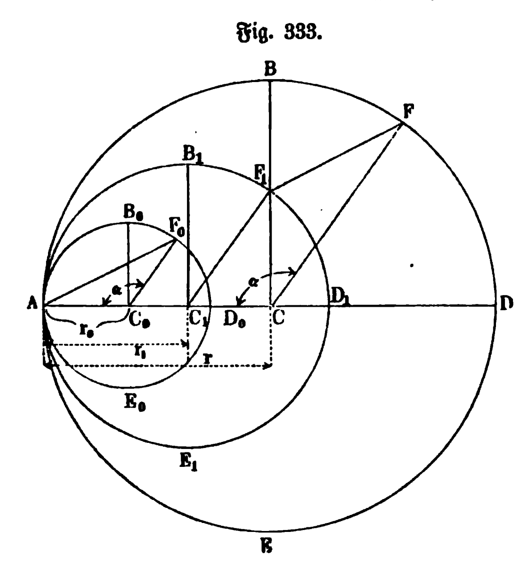
$$fG = G\frac{\pi^2n^2}{900\,g}r_1 \quad \text{oder} \quad r_1 = \frac{900\,gf}{\pi^2n^2}$$

erfüllt ist, welche nichts anderes besagt, als daß bei der eintretenden Bewegung des Korns die Reibung derselben gerade gleich der Centrifugalbeschleunigung sein muß. Man ersieht aus dieser Gleichung auch, warum die Bahnen der Körner enger werden, wenn entweder f abnimmt, oder wenn n größer gewählt wird, und daß für den Grenzfall die Masse in absoluter Ruhe verharrt, sowohl für die Voraussetzung einer vollkommen glatten Fläche, $f = 0$, wie auch für den einer äußerst großen Geschwindigkeit des Siebes, $n = \infty$.

Die hier betrachtete Bewegung des Korns ist die absolute Bewegung desselben im Raume; wie schon bemerkt, kommt aber für die Beurtheilung der Wirksamkeit des Siebes nicht diese absolute, sondern die relative Bewegung der Masse gegen das Sieb in Betracht. Man kann sich von dieser Bewegung und den dabei auftretenden Verschiebungen leicht mit Hülfe der Fig. 333 eine Vorstellung verschaffen. Hierin bedeute A einen beliebigen Punkt des Siebes, und es sei durch den Kreis $ABDE$ vom Halbmesser $AC = r$ der Weg dieses Punktes vorgestellt. Ein Korn, welches auf diesem Punkte des Siebes liegt, wenn derselbe in A steht, beschreibt nach

dem Vorstehenden einen kreisförmigen Weg von dem Halbmesser $AC_1 = r_1$ in derselben Zeit, in welcher der Punkt der Siebfläche eine Umdrehung vollführt, und es möge dieser Weg durch den Kreis $AB_1D_1E_1$ dargestellt sein. Da die beiden Bewegungen mit derselben Winkelgeschwindigkeit ausgeführt werden, so erhält man für jeden Augenblick, z. B. wenn der Punkt des Siebes sich um den Winkel $ACF = \alpha$ bewegt hat und von A nach F gelangt ist, den zugehörigen Ort für das Korn in F_1, sobald man den Halbmesser C_1F_1 parallel zu CF zieht. Während der betreffenden Zeit hat also eine Verschiebung des Siebes unterhalb der darauf liegenden Masse von solcher Art stattgefunden, daß vermöge derselben das Sieb um die Strecke F_1F unter der Masse oder die Masse auf dem Siebe um die Strecke FF_1 verschoben worden ist. In derselben Art erhält man für jeden beliebigen Augenblick die betreffende Verschiebung der Richtung und Größe nach in der Verbindungslinie der Endpunkte der beiden zugehörigen parallelen Radien, wie CF und C_1F_1. Denkt man sich von A aus unendlich viele Strahlen gezogen und auf denselben jene Verschiebungen der Größe und Richtung nach abgetragen, indem man z. B. $AF_0 \# F_1F$ macht, so liegen, wie sich leicht zeigen läßt, und hier nicht weiter nachgewiesen werden soll, die auf jenen Strahlen erhaltenen Endpunkte sämmtlich im Umfange eines durch A gehenden Kreises AF_0 vom Halbmesser $AC_0 = r_0 = r - r_1$.

Fig. 333.



Dieser Kreis, welcher der relativen Bewegung der Masse gegen das Sieb zugehört, giebt ein deutliches Bild von der auftretenden Bewegung, indem jede von A in diesem Kreise gezogene Sehne wie AF_0 immer die Verschiebung angiebt, welche irgend ein Siebpunkt unter dem darauf liegenden Korne in derjenigen Zeit erfahren hat, in welcher eine Drehung um den dieser Sehne AF_0 zugehörigen Mittelpunktswinkel $AC_0F_0 = \alpha$ stattgefunden hat. Man kann sich daher die zwischen dem Siebe und der zu siebenden Masse stattfindende Bewegung auch so vorstellen, als ob das Sieb vollständig in Ruhe

wäre, und der darauf befindlichen Masse eine kreisende Bewegung in der Bahn des Relativkreises $A E_0 D_0 B_0$ und zwar in dem der Drehung des Siebes entgegengesetzten Sinne ertheilt würde.

Beispiel. Nimmt man bei der durch Fig. 332 dargestellten Maschine, wie sie von der Firma G. Luther in Braunschweig ausgeführt wird, eine Umdrehungszahl der Kurbel von 200 in der Minute an, und ist der Kurbelhalbmesser für Mehlsichter zu 0,060 m gewählt, so hat man die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise zu $v = \frac{200 . 2 . 3,14 . 0,06}{60} = 1,256$ m.

Unter Annahme eines Reibungsverhältnisses gleich 0,6 ergiebt sich daher der Halbmesser r_1 für die absolute Kreisbahn der einzelnen Körner zu

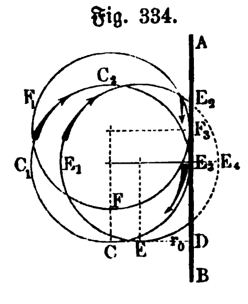
$$r_1 = \frac{900 . 9,81 . 0,06}{3,14 . 3,14 . 200 . 200} = 0,013 \text{ m}.$$

Demgemäß bestimmt sich der Halbmesser für die relative Bewegung der Masse auf dem Siebe zu $r_0 = 0,060 - 0,013 = 0,047$ m, und es erfolgt die Verschiebung der Masse auf dem Siebe mit einer Geschwindigkeit

$$v_0 = \frac{200 . 2 . 3,14 . 0,047}{60} = 0,983 \text{ m}.$$

§. 100. Fortsetzung. Man kann sich nun nach dem Vorstehenden auch davon Rechenschaft geben, wie die auf dem Siebe befindliche Masse trotz der wagrechten Lage des ersteren in eine bestimmte fortschreitende Bewegung gebracht wird, wenn auf dem Siebe entsprechend angeordnete hervorragende Leisten befindlich sind. Stellt zunächst AB in Fig. 334 eine solche Leiste vor, welche fest mit dem Siebe verbunden ist, also an dessen Bewegung theilnimmt, so kann man sich vorstellen, diese Leiste befinde sich in absoluter Ruhe, während dem Korne die im vorhergehenden Paragraphen gefundene relative kreisende Bewegung zum Halbmesser r_0 ertheilt wird. Ein Korn C im Abstande $CD = r_0$ von dieser Leiste wird daher durch die letztere in keiner Weise beeinflußt, dasselbe wird relativ zu dem Siebe die Kreisbahn $C C_1 C_2$ fortwährend durchlaufen. Dagegen muß ein in einem kleineren Abstande etwa in E befindliches Korn auf seinem Wege in dem Kreise bei E_2 gegen die Leiste treffen, durch welche es in seiner Bahn abgelenkt wird. Würde an der Leiste selbst ein Reibungswiderstand nicht auftreten, so würde das Korn, wie leicht zu erkennen ist, sich an der Leiste von E_2 nach E_3 in derselben Zeit verschieben, in welcher es ohne Vorhandensein der Leiste nach E_4 gekommen wäre. Von diesem Augenblicke an muß es jedoch die Leiste verlassen und sich zufolge der allen

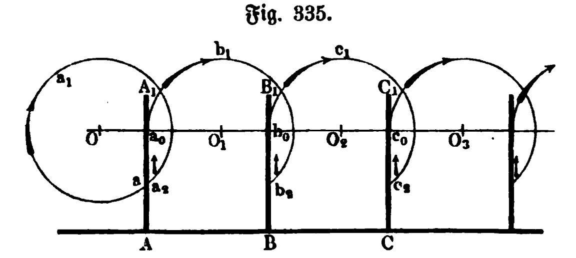
Fig. 334.



Massentheilchen eigenthümlichen kreisenden Bewegung weiter in dem Kreise $E_3 C C_1$ bewegen. In dieser Bewegung wird es nun nicht weiter von der Leiste beeinflußt. Man ersieht hieraus, daß die feste Leiste auf die benachbarten Massentheile die Wirkung äußert, dieselben von sich zu entfernen, bis der Kreis, in welchem sich ein solches Theilchen bewegt, gerade von der Leiste berührt wird. Hierin wird auch durch die Reibung nichts geändert, welche thatsächlich zwischen dem Korne und der Leiste stattfindet, denn durch diese Reibung kann nur eine Verzögerung der Bewegung des Korns längs der Leiste herbeigeführt werden, in Folge deren das erstere von E_2 nur etwa bis nach F_3 gelangt ist, wenn es wieder an der kreisenden Bewegung in dem nun unveränderlichen Kreise $F_3 F F_1$ theilnimmt. In der hier besprochenen Art wirken die zu beiden Seiten des Siebes angebrachten Längswände desselben.

Denkt man sich nun eine solche Seitenwand nach Fig. 335 mit einer Anzahl kurzer Querleisten wie $A A_1$, $B B_1$, $C C_1$ in regelmäßigem Abstande von einander versehen, so werden diese Querleisten eine Fortbewegung

Fig. 335.



der Masse parallel mit der Längswand $A C$ herbeiführen, wie sich aus der folgenden Betrachtung ergiebt. Irgend ein etwa in a an dieser Querleiste befindliches Korn gelangt bei seiner Bewegung in dem Kreise $a a_1 a_2$ um den Mittelpunkt O nach einer ganzen Kreisung nach dem Punkte a_2 auf der andern Seite der Leiste, längs welcher es sich nun in der schon besprochenen Art verschiebt, bis es nach a_0 gelangt ist. Von diesem Augenblicke nimmt es an der kreisenden Bewegung von neuem Theil und zwar nunmehr auf der rechten Seite der Querleiste, wo es sich in dem Kreise $a_0 b_1 b_2$ um den Mittelpunkt O_1 bewegt. Wenn es bei dieser Bewegung über die nächstfolgende Querleiste $B B_1$ hinübergreift, so wiederholt sich an derselben in b_2 der Vorgang in ähnlicher Art, so daß eine Weiterbewegung von dieser zweiten Querleiste aus in dem Kreise $b_0 c_1 c_2$ um den Mittelpunkt O_2 hierauf folgt. Da derselbe Vorgang sich stetig wiederholt und sich auf einen großen Theil aller Körner erstreckt, so ergiebt sich hieraus ein allmähliches Fortschreiten derselben in der Richtung von A nach C, wenn die relative kreisende Bewegung in dem durch die Pfeile angedeuteten Sinne

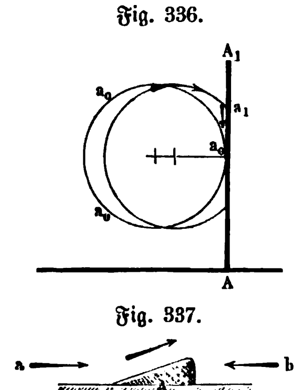
vor sich geht, die Kurbel das Sieb also nach der umgekehrten Richtung umdreht. Eine entgegengesetzte Umdrehung würde auch eine entgegengesetzte Fortbewegung der Masse von C nach A herbeiführen. Es leuchtet ein, daß auch die nicht unmittelbar an diesen Querleisten, den sogenannten Wurf- oder Förderleisten, gelegenen Theile in diese fortschreitende Bewegung durch das Drängen der verschobenen Körner hineingezogen werden müssen, so daß dieses Fortschreiten nach der Richtung der Längswand AB auf die ganze Masse übertragen wird.

Die Geschwindigkeit, mit welcher irgend ein Korn gegen eine Leiste trifft, bestimmt sich allgemein zu $v_0 \sin \alpha$, wenn v_0 die Umfangsgeschwindigkeit in der relativen Bahn vom Halbmesser r_0 ist, und wenn α den Winkel bedeutet, unter welchem diese Bahn von der betreffenden Leiste geschnitten wird. Die größte Anprallgeschwindigkeit bestimmt sich daher zu v_0, wenn das Korn senkrecht gegen die Leiste trifft. Daß durch dieses Gegenprallen einzelner Körner dem Siebe derartige kleine Erschütterungen ertheilt werden, wie sie zur Verhütung eines Versetzens vortheilhaft sind, und namentlich auch bei dem Handsiebe durch zeitweilige Schwingung der Hand absichtlich erzeugt werden, ist ebenfalls ersichtlich.

Wenn hierbei ein Korn in seiner Kreisbahn die betreffende Leiste nicht überfängt, sondern, wie bei a_1 in Fig. 336, dagegen trifft, so wird es von der Leiste zurückgehalten und nach dem Kreise $a_0 a_0$ gewiesen, so daß eine Fortbewegung des Korns dann hauptsächlich nur in Folge der Verdrängung desselben durch andere gegen dasselbe sich bewegende Körner zu erwarten ist. Man kann indessen auch eine unmittelbare Bewegung dieses Korns über die Leiste AA_1 hinweg dadurch erzielen, daß man diese Leiste auf der einen Seite abrundet oder abschrägt, wie Fig. 337 andeutet, dann setzt diese Leiste einem in der Richtung a kommenden Theilchen einen geringeren Widerstand entgegen, als einem von der entgegengesetzten Seite in der Richtung b dagegen tretenden.

Fig. 336.

Fig. 337.



Der Erfinder nennt solche Leisten Vertheilungsleisten. Durch Verwendung derselben ist man sogar im Stande, die Masse auf einem mäßig geneigten Siebe aufwärts zu bewegen und also aus einer tieferen in eine höhere Abtheilung zu heben.

In der durch Fig. 332 dargestellten Maschine sind mehrere, etwa vier, Siebe über einander angeordnet, so daß der Durchfall jedes Siebes dem darunter liegenden, der Rückhalt dagegen einer Abzugsrinne zugeführt wird.

Ueber die Anordnung der Wurf- und Vertheilungsleisten auf diesen Sieben giebt die Fig. 338 Aufschluß, welche ein Schrotsieb darstellt. Das durch das Einfallrohr E von oben zugeführte Schrot wird durch die angegebenen Wurfleisten a und Vertheilungsleisten b in der durch die Pfeile angedeuteten Art in zwei parallelen Strömen über das Drahtsieb nach dem Ende B hin bewegt, um dort einer Umkehr und Rückführung nach dem Einlaufende A zu unterliegen, so daß der Rückhalt bei $C\,C$ abgeführt werden kann. Ein daselbst angebrachtes gröberes Drahtsieb kann hierbei verwendet werden, um größere Körner vom Rückhalte abzusondern. Aus leicht ersichtlichen Gründen sind die Vertheilungsleisten b über die ganze Siebbreite gehend angeordnet, während die Wurfleisten a nur in der halben Breite der betreffenden Canäle ausgeführt sein dürfen, wenn sie die vorstehend erläuterte Wirkung ausüben sollen.

Fig. 338.

Um den durch ein derartiges Sieb in seiner ganzen Fläche hindurchfallenden Stoff nach einer Oeffnung zu bringen, welche ihn einem darunter liegenden ähnlichen Siebe zuführt, kann man unter dem Siebe einen ebenfalls mit Wurf- und Vertheilungsleisten besetzten Blindboden, d. h. einen ohne Siebdurchbrechungen aus Blech oder Holz hergestellten Boden anbringen. Aus der Fig. 339, welche einen solchen Blindboden andeutet, erkennt man mit Rücksicht auf die beigesetzten Pfeile nach dem Vorangegangenen die Art der Beförderung aller auf die Fläche fallenden Theilchen nach der Abzugsöffnung O.

Fig. 339.

Die vorstehende Untersuchung läßt erkennen, daß durch die hier gewählte sinnreiche Einrichtung die Masse nicht nur auf einem sehr langen Wege über das Sieb geschleift, ihr also vielfache Gelegenheit zum Durchfallen geboten wird, sondern daß auch jedes gewaltsame Durchschleudern dabei vermieden ist, welches die Reinheit des erzeugten Productes beeinträchtigen könnte. Die über diese noch neue Maschine bekannt gewordenen Urtheile sprechen sich demgemäß sehr günstig in Betreff der Menge und Beschaffenheit des erlangten Siebgutes aus.

I. Sichter ungetheilt für einerlei Sichtgut	II. Sichter einmal getheilt für zweierlei Sichtgut	III. Sichter zweimal getheilt für dreierlei Sichtgut
a. Entw. zum Schroten (80 Ctr.)	a. Entw. zum Schroten und Schroten (40 Ctr.) (40 Ctr.)	a. Entw. zum Schroten und Schroten und Schroten (26 Ctr.) (26 Ctr.) (26 Ctr.)
b. oder zum Auflösen (80 Ctr. Gries)	b. oder zum Schroten und Auflösen (40 Ctr.) (15 Ctr. Gries)	b. oder zum Schroten und Schroten und Auflösen (26 Ctr.) (26 Ctr.) (15 Ctr. Gries)
c. „ „ Ausmahlen (16 Ctr. Dunst)	c. „ „ Schroten und Ausmahlen! (40 Ctr.) (8 Ctr. Dunst)	c. „ „ Schroten und Schroten und Ausmahlen (26 Ctr.) (26 Ctr.) (5 Ctr. Dunst)
	d. „ „ Auflösen und Auflösen (15 Ctr. Gries) (15 Ctr. Gries)	d. „ „ Schroten und Auflösen und Auflösen (26 Ctr.) (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries)
	e. „ „ Auflösen und Ausmahlen (15 Ctr. Gries) (8 Ctr. Dunst)	e. „ „ Schroten und Auflösen und Ausmahlen (26 Ctr.) (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst)
	f. „ „ Ausmahlen u. Ausmahlen (8 Ctr. Dunst) (8 Ctr. Dunst)	f. „ „ Schroten und Ausmahlen und Ausmahlen (26 Ctr.) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)
		g. „ „ Auflösen und Auflösen und Auflösen (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries)
		h. „ „ Auflösen und Auflösen und Ausmahlen (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst)
		i. „ „ Auflösen und Ausmahlen und Ausmahlen (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)
		k. „ „ Ausmahlen u. Ausmahlen u. Ausmahlen (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)

In Betreff der Einrichtung der Maschine, Fig. 332, kann noch angeführt werden, daß die den Siebrahmen in kreisende Bewegung versetzende Axe D, welche durch einen halbverschränkten Riemen R von einer wagerechten Vorgelegswelle V ihren Betrieb empfängt, ein Schwungrad S trägt, welches zur Ausgleichung der schwingenden Masse des Siebrahmens mit einem hinreichend schweren, dem Kurbelarme entgegen angebrachten Gegengewichte versehen ist. Zur möglichsten Vermeidung der durch die schnelle Bewegung veranlaßten Erschütterungen ist auf die gute Ausgleichung der Massen ganz besonderes Gewicht zu legen. Der die Siebe aufnehmende Rahmen A ist mit der Einlaufrinne E durch einen nachgiebigen Schlauch verbunden; ähnliche Schläuche führen von den einzelnen Abzugsöffnungen der Siebe nach dem durch die Ständer T getragenen Kasten K, der unten die Stutzen trägt, an welche die zur Aufnahme der einzelnen Sorten dienenden Säcke gehängt werden. Es liegt auf der Hand, daß man in derselben Maschine die Siebe durch andere von beliebiger Feinheit ersetzen und daß man auch die Zufuhr der Masse nach den einzelnen Sieben ganz nach dem jeweiligen Bedürfnisse verändern kann. In Folge dieser Eigenschaften und wegen der großen Siebfläche, welche bei der geringen Höhe eines Siebes (4 cm) in dem Rahmen untergebracht werden kann, läßt sich der in Mühlen für die Sichtemaschinen erforderliche Raum ganz erheblich herabmindern.

In Betreff der Leistungsfähigkeit dieser Maschinen kann die auf voriger Seite stehende Tabelle der ausführenden Maschinenfabrik von G. Luther in Braunschweig zum Anhalt dienen, wobei bemerkt werden mag, daß hierbei ein Unterschied gemacht ist, je nachdem die Siebe dazu dienen sollen, um aus dem von dem Mahlgange kommenden ersten Schrote die Griese abzusondern, oder ob sie das durch sogenanntes Auflösen dieser Griese, d. h. zweites Vermahlen derselben, gewonnene Gut in Mehl und Dunst zu sondern haben, oder endlich ob sie dazu verwendet werden, um aus dem durch Ausmahlen dieses Dunstes erhaltenen Gute das Mehl zu sondern.

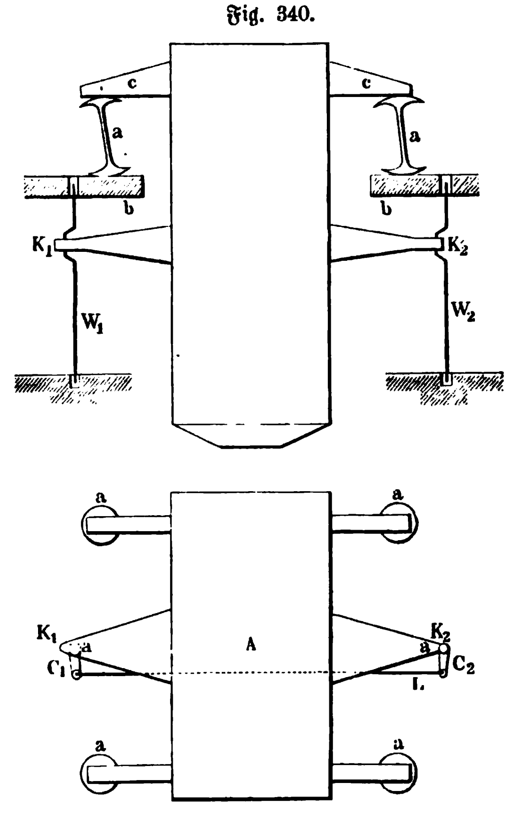
Der Kraftbedarf einer solchen Maschine von 4 m Länge und 1,75 m Breite wird bei 200 Umdrehungen in der Minute zu 2 Pfkr. angegeben, die Länge der treibenden Kurbel schwankt zwischen 40 und 60 mm.

Kreiselrätter. Auch den für die Aufbereitung der Erze und Kohlen dienenden Rättern hat man eine kreisende Bewegung derart gegeben, daß alle Punkte des Siebrahmens in derselben Weise wie bei dem vorbesprochenen Haggenmacher'schen Plansiebe in gleichen Horizontalkreisen sich bewegen. Man verwendet hierbei ebenfalls mehrere ebene Siebe über einander in demselben Rahmen, giebt aber den Sieben behufs der Beförderung des Siebgutes wegen der fehlenden Wurfleisten eine Neigung ähnlich wie bei den Rüttelsieben. Es gehören hierher insbesondere die Kreiselrätter von §. 101.

Klönne und die Karlik'schen Pendelrätter, welche im Nachfolgenden kurz besprochen werden mögen.

Bei dem Klönne'schen Kreiselrätter[1]) wird der die ebenen Siebe enthaltende Rahmen A, Fig. 340, durch vier an den Ecken angebrachte

Fig. 340.



Stützen a getragen, welche oben und unten durch Kugelflächen von einem Durchmesser gleich der Länge der Stützen begrenzt sind. Diese Stützen, welche unterhalb auf die festen Platten b gestellt sind, und auf welchen der Siebrahmen mittelst der Ansätze c ruht, nehmen bei der gedachten kreisenden Bewegung des Rahmens eine pendelnde Bewegung an, wobei die Widerstände an den beiden Stützflächen nur in der geringen wälzenden Reibung der Kugelflächen bestehen; diese Stützen verhalten sich ganz so wie volle Kugeln, auf welche man den Rahmen gelegt hätte. Es ist ersichtlich, daß die zur Wirkung kommende Berührungs- oder Wälzfläche oben wie unten durch eine Kreislinie begrenzt ist, deren Durchmesser mit der Länge der Kurbel übereinstimmt, durch welche die kreisende Bewegung des Rahmens erzeugt wird.

Die kreisende Bewegung hat man hierbei dem Siebrahmen in verschiedener Weise mitgetheilt. So hat man wohl drei gleich lange, parallel zu einander auf ihren senkrechten Axen angebrachte Kurbeln angeordnet, deren Zapfen ihre Lager an dem Rahmen finden. Da die drei Kurbelwellen nicht in derselben Ebene, sondern in den Ecken eines Dreiecks aufgestellt

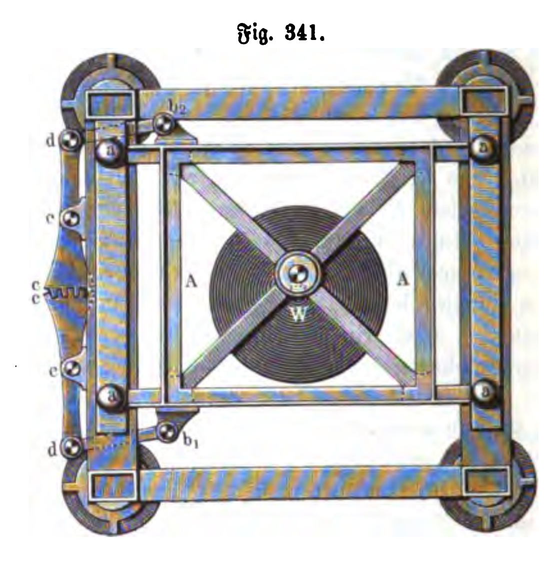
1) R. Lamprecht, Die Kohlen-Aufbereitung, Leipzig 1888.

sind, so treten eigentliche Todtlagen dieses Getriebes nicht auf, und es genügt, die eine Kurbelwelle in Umdrehung zu setzen; der Siebrahmen selbst wirkt dann in gewissem Sinne als die Kuppelstange, welche die Bewegung auf die beiden andern Kurbeln überträgt. Diese Anordnung leidet an dem Uebelstande ungleichförmiger Abnutzung der Kurbeln und schwieriger Aufstellung sowie Ausgleichung der Bewegung, weshalb man die Bewegung des Siebrahmens entweder durch zwei oder selbst durch nur eine einzige Kurbel vorgenommen hat. Aus der Figur erkennt man die Bewegung des Rahmens durch die beiden Kurbeln K_1 und K_2, die durch Kröpfung der beiden genau parallel gestellten Wellen W_1 und W_2 hergestellt sind, und deren Armlängen vollkommen genau gleich sein müssen, wenn nicht erhebliche Pressungen in den Lagern eintreten sollen. Wenn man hierbei nur die eine Kurbel umdrehen wollte, so würde eine Mitnahme der andern über die Todtlage hinaus nicht ermöglicht werden, weshalb man auch diese noch besonders antreiben muß. Dies kann geschehen durch einen Riemen, der über zwei auf den Axen der Kurbeln angebrachte gleiche Scheiben geführt wird, bezw. durch ein Seil, wodurch die zweite Kurbel, welche nicht direct angetrieben wird, über die todten Punkte hinaus geführt wird. Man kann denselben Zweck aber auch durch eine Kuppelstange L erreichen, welche die Zapfen von zwei andern Kurbeln, C_1 und C_2, verbindet, die auf den Kurbelwellen abweichend von den Triebkurbeln und parallel zu einander angebracht sind. Man pflegt diese Kurbeln, welche ebenfalls genau gleiche Länge haben müssen, in der Regel rechtwinkelig zu den Triebkurbeln des Rahmens zu stellen und ihnen dieselbe Länge wie diesen zu geben, obwohl diese Bedingung nicht nothwendig erfüllt sein muß.

In welcher Art man den Betrieb des Rahmens auch mit einer einzigen Kurbel ermöglichen kann, ist aus Fig. 341 (a. f. S.) ersichtlich. Die stehende Welle W ist hier in der Mitte des Siebrahmens A aufgestellt, dessen Siebe sie durchsetzt, und von denen sie durch eine umgebende Blechhülse getrennt ist, die das Durchfallen des Siebgutes durch die Oeffnung um die Welle herum verhindert. Das obere Ende dieser Welle trägt die treibende Kurbel, deren Zapfen sein Lager in dem Deckel des Siebrahmens findet. Damit nun alle Punkte des durch die Kugelpendel a gestützten Rahmens gleiche kreisförmige Bahnen, wie der Kurbelzapfen, beschreiben, sind noch zwei Punkte, b_1 und b_2, des Rahmens in irgend einer Art zwangläufig zu führen. Bei der durch die Figur dargestellten Anordnung geschieht diese Führung durch die beiden Balanciers oder doppelarmigen Hebel $c d$, welche um die am Gestell festen Zapfen e schwingen, und deren Enden d durch Gelenkstangen $d b$ mit dem Rahmen verbunden sind, während die andern Enden c durch zwei Zahnsectoren mit einander in Verbindung gebracht oder so angeordnet sind, daß sie sich in geringem Maße in einander schieben

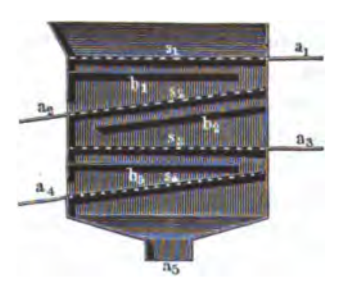
können. Diese einaxigen Rätter bezeichnet man wohl als **Spindelrätter**.

Fig. 341.



In welcher Weise die einzelnen Siebe in dem Rahmen angebracht werden können, ist aus Fig. 342 ersichtlich, in welcher *s* die abwechselnd nach entgegengesetzten Seiten abfallenden Siebe und *b* die darunter befindlichen Blindböden vorstellen, so daß die einzelnen Posten bei $a_1\, a_2\, a_3\, a_4$ und a_5 aus dem Rätter heraustreten.

Fig. 342.



Für die Geschwindigkeitsverhältnisse dieser Kreiselrätter giebt unsere Quelle an, daß der Durchmesser des Siebkreises passend zu 0,1 m und die Umdrehungszahl der Kurbel zu etwa 150 in der Minute anzunehmen ist.

Setzt man allgemein den Halbmesser der Kurbel gleich r, die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise sowie in jedem andern Punkte des Rahmens gleich v, so hat man für ein Massenstück vom Gewichte G die Größe der Fliehkraft durch $C = G \frac{v^2}{r g}$ ausgedrückt, wenn $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Ist nun etwa φ der Winkel, unter welchem man ein Schurrsieb aufzustellen hat, damit das Herabgleiten der Masse auf demselben stattfinde, d. h. ist $tg\,\varphi = f$ der zugehörige Reibungswinkel, so

hat man die Größe der Reibung zu $f G$, und man hat daher eine solche Geschwindigkeit v zu wählen, daß die erzeugte Fliehkraft die Größe dieser Reibung übertrifft. Für den Fall der Gleichheit beider Kräfte erhält man aus der Gleichung $f G = G \frac{v^2}{r g}$ die Umfangsgeschwindigkeit $v = \sqrt{f g r}$, und hieraus die Umdrehungszahl in der Minute zu

$$n = \frac{60 . v}{2 \pi r} = \frac{60}{2 \pi} \sqrt{\frac{f g}{r}}.$$

Lamprecht giebt an, man solle die Umdrehungszahl 1,25 mal größer nehmen und könne für Kohlen einen Reibungswerth von $tg . 37^0 = 0,754$ voraussetzen. Hiernach ergiebt sich für $r = 0,05$ m die Umdrehungszahl zu

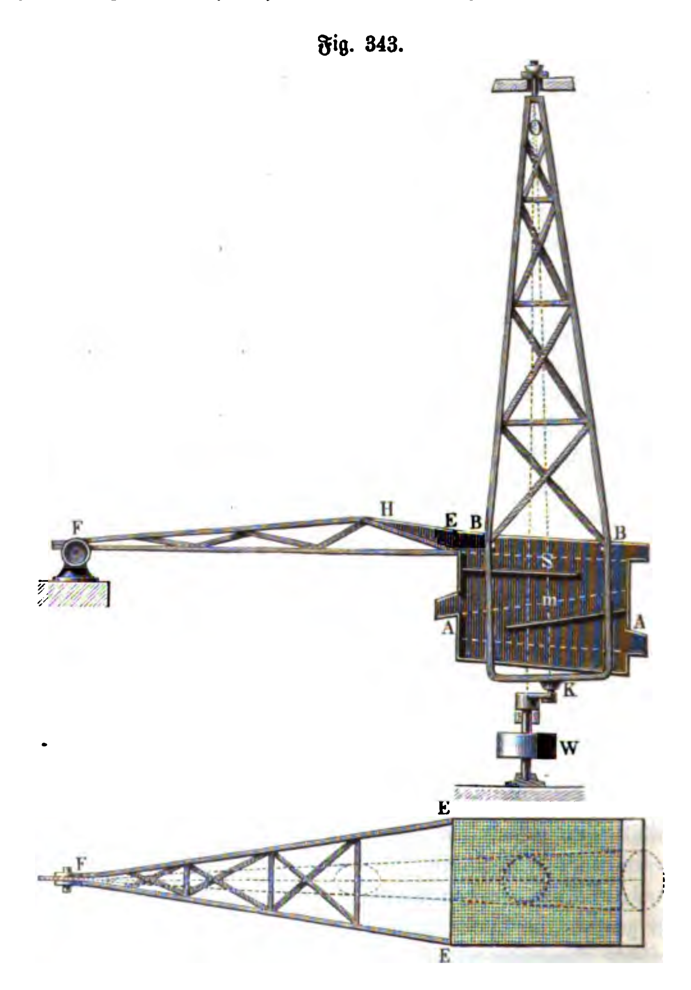
$$n = 1,25 \frac{60}{2 . \pi} \sqrt{\frac{0,754 \;.\; 9,81}{0,05}} = 1,25 \;.\; 116 = 145.$$

Bei dem großen Gewichte eines solchen Rätters, einschließlich der darauf befindlichen Massen, ruft die große Umdrehungsgeschwindigkeit eine erhebliche Fliehkraft hervor, welche den Kurbelzapfen und die Kurbel in Anspruch nimmt. Um die Wirkung dieser großen Kraft auf die Gestelltheile des Rätters und die Lager der Kurbelwelle thunlichst aufzuheben, hat man mit der Kurbel möglichst direct ein Gegengewicht zu vereinigen, welches der Kurbel entgegengesetzt anzubringen ist, und eine Größe $Q = G \frac{a}{r}$ zu erhalten hat, wenn a den Abstand seines Schwerpunktes von der Welle bedeutet, wenn r der Kurbelhalbmesser und G das Gewicht des in Bewegung zu setzenden Rahmens mit der darauf befindlichen Masse ist. Beispielsweise berechnet sich die Fliehkraft bei einem Rätter von 2000 kg Gewicht, wenn der Kurbelarm 0,05 m beträgt und eine Umdrehungszahl von 150 vorausgesetzt wird, zu $C = 2000 \frac{4 \pi^2 . 150^2 . 0,05}{60^2 . 9,81} = 2515$ kg, welche Kraft auf den Kurbelzapfen sowie dessen Lager und auf alle zwischen demselben und dem Gegengewichte befindlichen Theile wirkt.

Der Pendelrätter von Karlik unterscheidet sich hiervon wesentlich in seiner ganzen Anordnung, wenn auch bei diesem dem Rahmen eine ähnliche kreisende Bewegung ertheilt wird. Die Skizze in Fig. 343 (a. f. S.) verdeutlicht die Anordnung dieses Rätters. Der die einzelnen über einander geneigt angebrachten Siebe aufnehmende Rahmen A ist durch vier in dem Punkte O zusammenlaufende Hängstangen OB bei O mittelst eines Kugelzapfens in einem festen Lager aufgehängt, welches entweder im Dachgesperr des betreffenden Gebäudes befestigt ist, oder das durch ein besonderes pyramidenförmiges Gestell aus Eisenstäben getragen wird. Eine senkrecht unter

diesem Kopflager aufgestellte stehende Kurbelwelle W greift mit dem Zapfen K ihrer Kurbel den Boden des Siebrahmens an, welcher hierdurch veranlaßt wird, bei der Umdrehung der Kurbel dieser zu folgen. Damit nun aber das ganze Gehänge hierdurch nicht in eine Umdrehung um die verticale Mittel-

Fig. 343.



linie OK gerathe, ist an dem Rahmen ein wagerechter Arm EF angebracht, dessen freies Ende bei F auf einer Rollenbahn geführt wird. Hiernach ergiebt sich, daß die Bewegung des Rätters eine solche ist, vermöge deren die in der geometrischen Mittellinie OK gelegenen Punkte sämmtlich Kreisbahnen durchlaufen, deren Halbmesser von der Größe r des Kurbelarms

in K allmählich bis zu Null in O abnimmt. Alle übrigen Punkte des Rahmens und des Arms EF bewegen sich in ellipsenähnlichen Curven, welche von der Kreisform in der Mittellinie OK um so mehr abweichen und sich um so mehr der geraden Linie nähern, je näher der betreffende Punkt der Geradführung in F gelegen ist. Bei hinreichender Höhe OK des Kopflagers und Entfernung AF der Führungsrolle F wird ein wesentlicher Unterschied zwischen den Bahnen der einzelnen Punkte des eigentlichen Siebrahmens A nicht vorhanden sein, so daß man für die Siebe hinreichend genau eine Kreisbahn wird annehmen dürfen, wie sie dem in der Mitte des Rahmens befindlichen Punkte m der Mittellinie OK zukommt. Durch diese Bewegung erfolgt das Sieben und die Beförderung der Masse entlang den Sieben ganz in derselben Weise wie bei dem vorbesprochenen Kreiselrätter, wobei zu bemerken ist, daß die Zuführung des Siebgutes von einem auf dem wagrechten Arme angebrachten Eintragschuh H aus erfolgt.

Bei der Bestimmung der Fliehkraft, welche hierbei durch ein an der Kurbel anzubringendes Gegengewicht möglichst auszugleichen ist, hat man das Gewicht des ganzen Rätters in dessen Schwerpunkte S vereinigt zu denken, und für die Bewegung dieses Schwerpunktes nach dem vorstehend Gesagten eine Kreisbahn anzunehmen, deren Halbmesser durch $r_1 = r \frac{a}{h}$ bestimmt ist, wenn a den Abstand des Schwerpunktes S von dem Aufhängepunkte O und h die Höhe OK bedeutet, und wenn wieder r den Kurbelarm vorstellt. Diese in S wirksam anzunehmende Fliehkraft C zerlegt sich in zwei Seitenkräfte, welche sich zu $C \frac{a}{h} = C_1$ in K und zu $C \frac{h-a}{h} = C_2$ in O bestimmen. Nur der auf den Kurbelzapfen K wirkende Antheil C_1 der Fliehkraft läßt sich durch ein entsprechendes Gegengewicht aufheben, während die auf den Aufhängepunkt O wirkende Kraft C_2 auf das tragende Gestell wirkt, dessen Widerstandsfähigkeit hiernach zu bemessen ist. Ueber die Einzelheiten und Leistungen dieses und des vorhergehenden Kreiselrätters ist unsere Quelle [1]) nachzusehen.

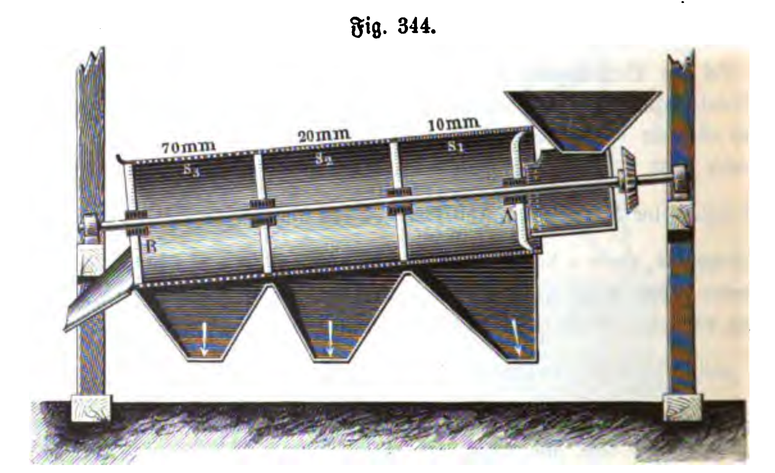
Trommelsiebe. Wenn man dem Siebe eine cylindrische oder kegelförmige Gestalt giebt und dasselbe durch mehrere Armsterne mit einer Axe verbindet, so erhält man eine Siebtrommel, welche bei ihrer gleichmäßigen Umdrehung die Trennung des an dem einen Ende bei A, Fig. 344 (a. f. S.), eingetragenen Gutes bewirkt, derart, daß der nicht durch die Maschen im Umfange hindurchgefallene Rückhalt an dem andern Ende B aus der Trommel heraustritt. Damit hierbei eine Bewegung des Gutes in der

§. 102.

[1]) R. Lamprecht, Kohlen-Aufbereitung.

Axenrichtung erfolgt, giebt man der Axe der Trommel eine geringe Neigung von etwa 3 bis 5 Grad gegen den Horizont. In welcher Art hierbei die Bewegung des Gutes durch die Trommel erzielt wird, und wie überhaupt der Vorgang innerhalb der Siebtrommel zu beurtheilen ist, erkennt man leicht. Während die in die Trommel eingebrachte Masse bei dem Stillstande der ersteren durch eine horizontale Ebene begrenzt ist, so nimmt diese Oberfläche eine gegen den Horizont geneigte Richtung an, sobald die Trommel in Umdrehung gesetzt wird, indem vermöge der Reibung ein Emporheben der Massentheilchen stattfindet. Diese Hebung dauert so lange, als die Neigung der Oberfläche gegen den Horizont dem Böschungswinkel der Masse noch nicht gleich ist; sobald jedoch der letztere Betrag erreicht ist, findet ein Herabschurren des Siebgutes statt, welches wegen der stetigen Drehung der

Fig. 344.



Trommel ununterbrochen und zwar mit derselben Geschwindigkeit erfolgen muß, mit welcher der Trommelumfang sich dreht. Es werden daher fortwährend einzelne Theile der Masse im Aufsteigen und andere im Herabgleiten begriffen sein, und es ist ersichtlich, daß das Herabgleiten an der freien Oberfläche der Masse erfolgen muß, während die mehr im Innern gelegenen und mit dem Siebe in Berührung stehenden Theilchen einer Hebung ausgesetzt sind. Da die Hebung in der Richtung der Trommeldrehung, also in den zur Axe der Trommel senkrechten Ebenen erfolgt, während das Herabgleiten in der Richtung der Schwerkraft, also in verticalen Ebenen vor sich geht, so erklärt sich hieraus die fortschreitende Bewegung der Masse nach der Länge der Trommel durch die erwähnte Neigung der Axe. Der Weg jedes Theilchens ist hiernach eine vielfach gebrochene Linie, bestehend aus einzelnen, den jedesmaligen Hebungen entsprechenden Kreisbögen, und den

diese Kreisbögen verbindenden, im Allgemeinen geradlinigen Wegen bei dem Herabgleiten der Masse.

Man erkennt aus dieser Betrachtung, daß die Wirksamkeit derartiger Siebtrommeln nur gering sein kann, insofern nämlich eine relative Bewegung des Gutes gegen das Sieb, worauf es bei allen Siebeprocessen in erster Reihe ankommt, hier nur an der Stelle vorhanden ist, wo das niedergleitende Gut auf den ihm entgegenkommenden Trommelumfang aufschlägt. An dieser Stelle findet auch hauptsächlich nur die Absonderung statt, da die auf dem Siebtuche liegenden, im Aufsteigen begriffenen Theilchen dieselbe Bewegung haben wie das Sieb. Von der großen Siebfläche, die in dem Mantel der Trommel enthalten ist, kommt daher immer nur ein sehr kleiner Theil zur Wirkung, wobei noch der Umstand die Wirksamkeit beeinträchtigt, daß die Masse in Folge der gekrümmten Form immer in dicker Schicht zusammengehäuft auf dem Siebe liegt, so daß den Theilchen hierdurch der Durchgang durch die Siebmaschen erschwert wird. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, die Beschickung nur in dünner Schicht vorzunehmen. Endlich kann man anführen, daß die ganze Oeffnung einer Siebmasche in ihrer vollen Größe nur in der untersten Lage dem Siebgute als Durchgangsöffnung dargeboten wird, während in irgend einer andern Stellung einer Siebmasche nur die Horizontalprojection der Masche als Oeffnung für das Durchfallen anzusehen ist. Wenn trotz dieser Uebelstände die Trommelsiebe dennoch eine größere Verbreitung gefunden haben, so ist dies wohl hauptsächlich aus der vergleichsweisen Einfachheit dieser Maschinen hinsichtlich ihres Baues und Betriebes zu erklären.

Für die Geschwindigkeit der Drehung dieser Trommeln läßt sich leicht diejenige obere Grenze angeben, welche niemals erreicht werden darf, wenn nicht durch den Einfluß der Fliehkraft die Wirksamkeit überhaupt unmöglich gemacht werden soll. Wenn man nämlich bei einem Halbmesser r der Trommel die letztere in der Minute n Umdrehungen machen läßt, so daß man also eine Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{2 \pi r n}{60}$ hat, so bestimmt sich die Größe der Fliehkraft für ein Massentheilchen, dessen Gewicht etwa gleich G sein möge, zu $C = G \frac{4 \pi^2 r n^2}{3600 . g}$. Würde diese Fliehkraft gleich dem Eigengewichte G sein, so wäre an ein Herabgleiten oder überhaupt an ein Fallen des Theilchens nicht mehr zu denken, die Masse würde dann stetig gegen den Umfang der Trommel angepreßt werden und mit der letzteren rotiren, ein Sieben also nicht stattfinden. Man erhält daher aus der Gleichung

$$G = C = G \frac{4 \pi^2 r n^2}{3600 g}$$

die nicht mehr zulässige Umdrehungszahl eines Trommelsiebes zu

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{r}}\,.$$

So würde man beispielsweise bei einem Durchmesser der Trommel von 0,8 m eine höchste Umdrehungszahl von

$$n = \frac{60}{2\,.\,3{,}14} \sqrt{\frac{9{,}81}{0{,}4}} = 47{,}3$$

erhalten, in Wirklichkeit nimmt man die Geschwindigkeit wesentlich kleiner und in dem angenommenen Falle eines Durchmessers von 0,8 m etwa zu 30 Umdrehungen in der Minute an.

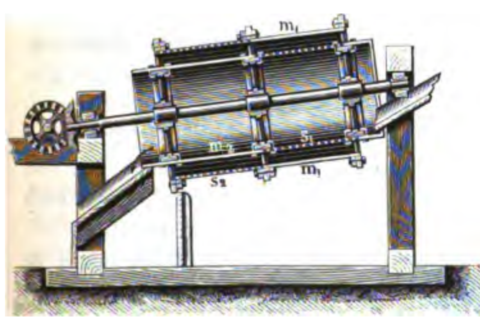
Die Neigung der Trommel gegen den Horizont bedingt die Geschwindigkeit der Vorwärtsbewegung des Siebgutes in der Richtung der Axe; eine größere Neigung als die angegebene von drei bis fünf Grad würde eine zu schnelle Hindurchführung des Gutes und damit eine nicht genügende Absonderung zur Folge haben.

Wenn man durch eine Siebtrommel eine Absonderung in mehr als zwei verschiedene Classen erzielen will, so kann dies dadurch geschehen, daß man die Oberfläche der Trommel mit Sieben von verschiedener Feinheit bezieht, in ähnlicher Art, wie dies bei den Plansieben besprochen wurde. Die einfachste Anordnung erhält man hierbei, wenn man nach Fig. 344 mit [illegible] feinsten Bezug in s_1 beginnt, und die darauf folgenden Theile der Trom[illegible] in s_2 mit gröberem und in s_3 mit noch gröberem Siebe bekleidet. Hie[illegible] geht der Rückhalt jedes Siebes unmittelbar auf das *nächstfolge[illegible] gröbere* Sieb über, und die verschiedenen Sorten des Durchfalls können in den unter der Trommel abgetheilten Räumen aufgefangen werden. Der Nachtheil dieser Anordnung besteht hier wie bei dem entsprechenden geraden Plansiebe, Fig. 326, darin, daß die feineren Siebe sehr zu leiden haben, insofern über dieselben auch die gröberen Theile hinweggeführt werden müssen. Man hat daher auch hier, wie bei den Plansieben, vielfach solche Anordnungen zur Verwendung gebracht, bei welchen nicht der *Rückhalt*, sondern der *Durchfall jedes Siebes dem darauf folgenden zugeführt*, und wodurch jener gedachte Uebelstand vermieden wird, indem jedem Siebe nur Theile zugeführt werden, die kleiner sind, als die Maschenweite des vorhergegangenen Siebes. Die Trommel kann in diesem Falle aber nicht in der *geraden Form* der Fig. 344 ausgeführt werden, sondern man erhält eine *Stufentrommel*, entsprechend dem Stufenrätter der Fig. 327.

Eine solche Trommel mit zwei verschiedenen Sieben zur Erzielung von drei Kornklassen wird durch Fig. 345 veranschaulicht, woraus man ersieht, daß die durch das Sieb s_1 gefallene Masse durch den umgebenden Mantel

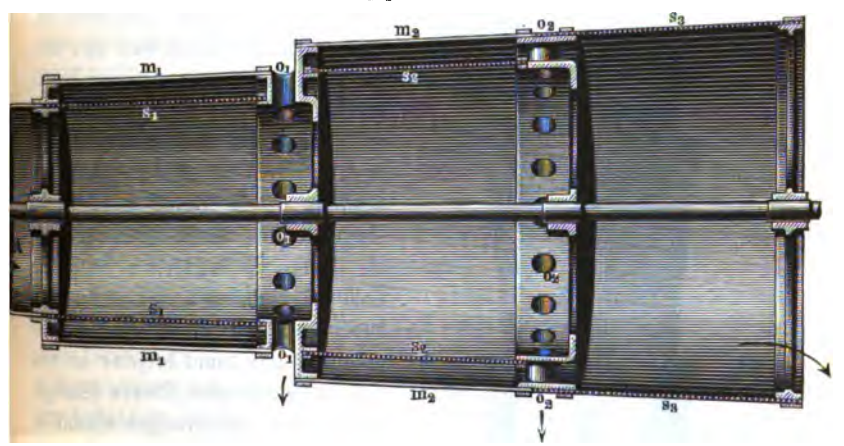
m_1 zusammengehalten und dem darunter folgenden Siebe s_2 zugeführt wird, während der Rückhalt dieses oberen Siebes durch den als dessen Fortsatz angeordneten inneren Mantel m_2 am Ende der Trommel ausgetragen wird.

Fig. 345.



Wollte man in dieser Weise eine größere Anzahl von Sieben in derselben Trommel vereinigen, so würde man eine entsprechend größere Anzahl von in einander geschachtelten Cylindern nöthig haben, wodurch die Ausführung sehr unbequem werden müßte. Man pflegt daher besser den Rückhalt jedes Siebes vermittelst geeigneter Durchbrechungen des Trommelmantels

Fig. 346.



unmittelbar hinter dem betreffenden Siebe auszutragen, anstatt denselben durch die Trommel bis an deren Ende zu führen. In Fig. 346 ist eine derartige Stufentrommel dargestellt, wie sie dem Werke Rittinger's entnommen wurde.

Die Trommel enthält hierbei die drei kegelförmig gestalteten Siebe s_1, s_2 und s_3, von denen das vorderste s_1 die weitesten Oeffnungen enthält. Die bei A in das Trommelinnere eingetragene Masse sondert sich auf diesem Siebe in den Durchfall, welcher in schon besprochener Weise durch den Blechmantel m_1 dem folgenden feineren Siebe s_2 zugeführt wird, und in den Rückhalt, welcher durch eine Anzahl von Ausfalllöchern o_1 herausfällt,

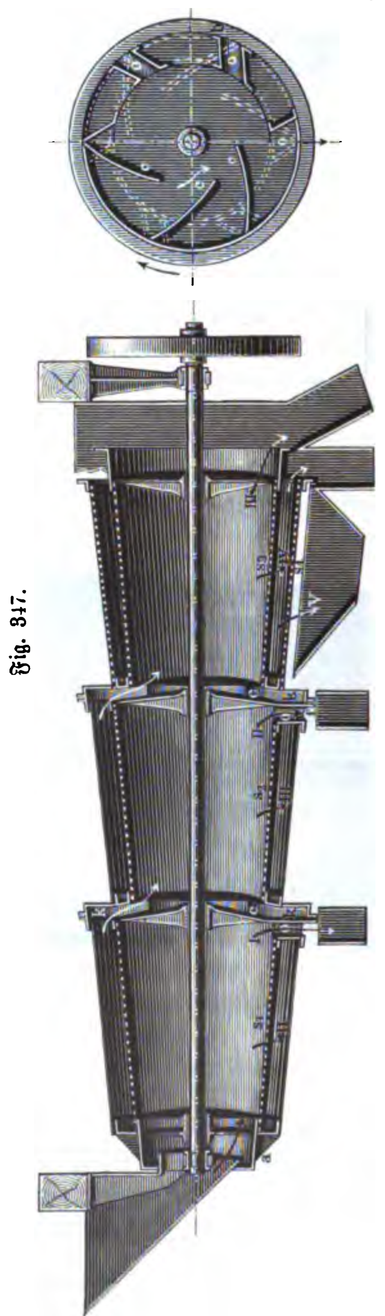


Fig. 347.

die in dem zwischen s_1 und m_1 eingesetzten Ringe angebracht sind. Ebensolche Ausfalllöcher o_2 in dem Ringe zwischen s_2 und m_2 entführen den Rückhalt des zweiten Siebes s_2, während derjenige des hinteren Siebes s_3 durch das offene Trommelende herausfällt. Die Axe dieses Siebes liegt horizontal, und die Neigung der Mäntel ist durch deren kegelförmige Gestalt erzielt.

Um bei dieser Siebtrommel die zunehmende Weite der auf einander folgenden Abtheilungen zu vermeiden, und bei gleicher Größe derselben einen handlicheren Apparat zu erhalten, wendet Neuerburg die durch Fig. 347 verbildlichte Trommel an. Die sämmtlichen Siebe sind hier von der nämlichen Größe und von kegelförmiger Gestalt; sie erhalten ihre Befestigung auf einer wagerecht gelagerten Axe. Auch hier fällt der Rückhalt jedes Siebes durch eine Anzahl von Ausfallöffnungen o, die in den Mittelrosetten befindlich sind. Der Durchfall wird ebenfalls durch einen Blechmantel zusammengehalten, und damit derselbe in das Innere des folgenden Siebes gelange, sind in dem ringförmigen Canal k, zu welchem jede Rosette ausgebildet ist, mehrere Schaufeln c angeordnet, welche so gestellt sind, daß sie bei der Umdrehung der Trommel die Masse schöpfen und genügend hoch erheben, um ein Abrutschen dieser Masse in das Innere der folgenden Trommel zu ermöglichen. Da die hinterste Abtheilung s_3 anstatt mit einem Blechmantel mit einem beson-

deren Siebe s_4 umgeben ist, so erhält man durch diese Anordnung in der aus der Figur ersichtlichen Weise fünf verschiedene Kornclassen, welche an den mit I. bis V. bezeichneten Stellen abgeführt werden. Das für diese Siebtrommel erforderliche Gefälle für das Siebgut ist vermöge der den gedachten Schöpfschaufeln zugewiesenen Hebewirkung natürlich auf den kleinstmöglichen Betrag herabgezogen.

Das Spiralsieb. Eigenthümlich in seiner Anordnung und Wirkungsart ist das in neuerer Zeit mehrfach zur Verwendung gekommene und günstig beurtheilte Spiralsieb von Schmitt-Manderbach. Dasselbe enthält in einer auf einer wagerechten Axe angebrachten Trommel eine Anzahl von Sieben von der Form ebenso vieler concentrischer Kreisbögen, oder auch in Form einer Spirale, woher der Name Spiralsieb[1]) sich erklärt. Das zu sondernde Gut wandert hier nicht, wie bei den bisher besprochenen Trommeln in der Richtung der Axe fort, da die Axe wagerecht gelagert ist und die Siebe cylindrische Form haben. Der durch ein Sieb tretende Durchfall gelangt sogleich auf das umhüllende Sieb von feinerer Maschenweite, während der Rückhalt an einer der beiden Stirnseiten ausgetragen wird. Die Einrichtung eines solchen Siebes wird durch Fig. 348 (a. f. S.) veranschaulicht. §. 103.

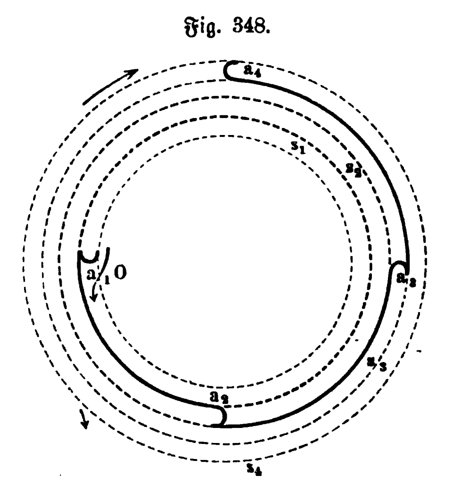
Hierin stellen s_1, s_2, s_3, s_4 vier fest mit einer wagerechten Axe verbundene concentrische Siebmäntel vor, von denen der innerste s_1 die weitesten, der äußerste s_4 die engsten Durchbrechungen enthält. Während der äußerste Mantel in seinem ganzen Umfange aus einem Siebe besteht, ist jeder der drei inneren Mäntel zu etwa einem Viertheile aus einem Blechbogen ohne Durchbrechungen gebildet, welcher dazu dient, die auf ihn fallenden Theile bei der im Sinne des Pfeiles stattfindenden Umdrehung der Trommel dem sich ihm anschließenden Siebe zuzuführen. Diese Blechbögen sind an ihren Enden und Vereinigungsstellen bei a_1, a_2, a_3, a_4 derartig rinnenförmig umgebogen, daß jede dieser Rinnen, wenn sie in die tiefste Lage wie a_2 gelangt ist, die vor ihr befindliche Masse wie eine Schöpfschaufel in sich aufnimmt, und bei der weiteren aufsteigenden Bewegung durch den Quadranten $a_2 a_1$ mit sich emporhebt. Es ist ersichtlich, wie man die in einer solchen Rinne enthaltene Masse während der gedachten Erhebung dadurch aus der Trommel heraus befördern kann, daß man der gedachten Rinne eine gewisse Neigung gegen die Axe giebt, vermöge deren die in ihr befindliche Masse wie auf einer schiefen Ebene herabgleiten kann, sobald die Rinne genügend hoch gehoben ist. In dieser Weise bewirkt man bei dem Spiralsiebe das Austragen des Rückhaltes von

[1]) Das Spiralsieb; Princip, Wirkungsweise und Bau dess. v. A. Schmitt-Manderbach.

jedem Siebe nach einer der Stirnseiten der Trommel hin. Es erhellt, daß man, um das Austragen nach der einen oder andern Seite vorzunehmen, nur nöthig hat, der besagten Rinne nach der betreffenden Seite hin Gefälle zu geben. Es geht hieraus auch hervor, daß das Austragen bei jedem Siebe während einer Umdrehung desselben einmal erfolgt, und es wird bei der durch Fig. 348 dargestellten Trommel, bei welcher die Austragrinnen gegen einander gleichmäßig um 90 Grad versetzt sind, nach je einer viertel Drehung eines der vier Siebe seinen Rückhalt austragen.

Denkt man sich diesem absatzweisen Austragen entsprechend auch ein absetzendes Eintragen des Siebgutes in das innere Sieb vorgenommen, und zwar etwa zu der Zeit, wo der Blechbogen $a_2 a_1$ dieses Siebes die tiefste Lage hat, so erkennt man, wie bei einer Umdrehung der Trommel in dem Sinne des Pfeiles die eingetragene Masse in der ganzen Breite der Trommel, also in dünner Schicht, über die Fläche des innersten Siebes hinwegkollert, wobei der Durchfall zunächst auf den Blechbogen $a_2 a_3$ des zweiten Siebes und auf dieses selbst fällt. Der Rückhalt dagegen wird, wie schon bemerkt, durch die Rinne a_1 ausgetragen, sobald dieselbe wieder die gehörige Höhenlage erreicht hat. In der nämlichen Art findet auch der Vorgang auf den übrigen Sieben statt, auch jedes dieser Siebe vollführt seine Wirkung auf den ihm zugewiesenen Posten des Siebgutes während einer Umdrehung. Hierin ist ein wesentlicher Unterschied dieses Siebes und der gewöhnlichen Trommelsiebe enthalten, welcher eine vortheilhaftere Wirkung des Spiralsiebes begründet. Verfolgt man nämlich den Weg des Siebgutes in einer gewöhnlichen Siebtrommel von cylindrischer Gestalt und geringer Neigung gegen den Horizont, so findet sich, daß ein durch die Siebtrommel hindurchgeführtes Massentheilchen relativ gegen die Siebfläche eine Schraubenlinie beschreibt, welche so viel Umwindungen enthält, als die Trommel Umdrehungen machen muß, ehe das an einem Ende eingeführte Gut an dem andern Ende angekommen ist. Die Anzahl dieser Windungen hängt natürlich von der Länge der Trommel, sowie von deren Neigung und Durchmesser ab, in den meisten Fällen wird aber diese Zahl nicht unter fünf anzunehmen sein. Es möge

Fig. 348.



dieselbe allgemein durch z bezeichnet werden; die Länge der Trommel sei l, so daß also die Ganghöhe der gedachten Schraubenlinie durch $\frac{l}{z} = h$ ausgedrückt ist. Wenn nun m diejenige Masse bedeutet, welche während einer Umdrehung der Siebtrommel dieser letzteren zugeführt wird, so nimmt diese Masse während ihres Durchganges durch die Trommel eine Breite ein, welche mit der Ganghöhe $h = \frac{l}{z}$ der gedachten Schraube übereinstimmt. Diese Masse wird daher wegen der nur geringen Breite h in einer verhältnißmäßig dicken Schicht den Siebcylinder auf einem langen, aus z Schraubenwindungen bestehenden Wege durchziehen. Anders ist der Vorgang bei dem Spiralsiebe.

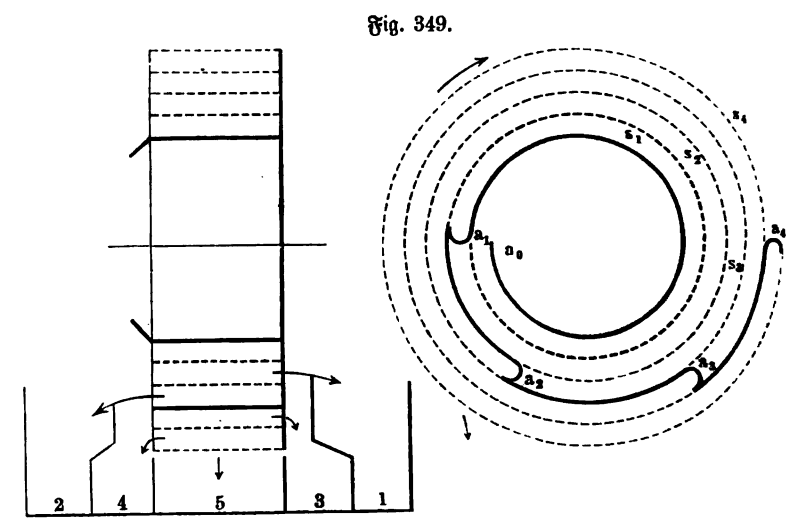
Bezeichnet auch hier wieder m die während eines Trommelumganges zugeführte Masse und ist l die axiale Länge der Siebtrommel, so ist jene Masse in einer Schicht von der ganzen Breite l in der Trommel ausgebreitet, und wegen dieser größeren Breite ist daher die Dicke viel geringer; ein Umstand, welcher für die Wirksamkeit aller Siebwerke von der größten Bedeutung ist. In Folge dieser geringeren Dicke der Schicht genügt denn auch bei dem Spiralsiebe der kurze, nur durch eine Windung dargestellte Weg des Siebgutes zu dessen genügender Absonderung. Man kann, wenn man sich das Verhältniß der gewöhnlichen Siebtrommel und des Spiralsiebes verdeutlichen will, einen Vergleich mit einem gewöhnlichen Plansiebe machen, und dann entspricht die gewöhnliche Siebtrommel einem sehr schmalen und langen Plansiebe, während man das Spiralsieb als ein breites und kurzes Plansieb ansehen kann. Aus dieser Eigenthümlichkeit des Spiralsiebes erklärt sich zum größten Theile die vortheilhafte Wirkung desselben.

Anstatt die Trommel durch eine Vereinigung von mehreren cylindrischen Siebmänteln zu bilden, kann man die Siebe auch nach einer Spirallinie anordnen, wie aus Fig. 349 (a. f. S.) ersichtlich ist. Der im Innern der Trommel angebrachte, aus undurchbrochenem Blech bestehende Spiralgang $a_0 a_1$ hat dabei den Zweck, bei einer stetigen Zuführung des Siebgutes dasselbe zunächst aufzufangen, um dann die ganze, während einer Trommelumdrehung eingeführte Menge mit einem Male dem Anfange des innersten Siebes zuzuführen, sobald die Oeffnung zwischen a_0 und a_1 in die tiefste Lage gelangt ist. Ohne diese Anordnung würde bei einer stetigen Eintragung des Siebgutes dasselbe nicht der ganzen Länge nach über das Sieb geführt werden, womit eine ungenügende Sonderung verbunden sein würde.

Das hier besprochene Spiralsieb ist von seinem Erfinder, Schmitt-Manderbach, noch in verschiedenen abweichenden Anordnungen ausgeführt, in welcher Hinsicht auf die von dem Erfinder veröffentlichte, oben angezeigte Schrift verwiesen werden muß. Es mag nur noch bemerkt werden, daß

auch eine solche Einrichtung gewählt werden kann, vermöge deren die Masse einen kürzeren oder einen längeren Weg, als einer Umdrehung entspricht, auf dem Siebe zurücklegen kann. Auch kann man erreichen, daß das Austragen des Rückhaltes aus den mehrgedachten Rinnen erfolgen kann, während

Fig. 349.



eine solche Rinne, wie a_3 in Fig. 348, in der absteigenden Bewegung begriffen ist, zu welchem Zwecke man nur an die Austragrinne ein trompeten- oder muschelförmiges Mundstück anzusetzen hat, das die aus der Austragrinne heraustretende Masse zwar auch in der Stellung a_2 aufnimmt, dessen Oeffnung aber so gestellt ist, daß erst in der Stellung a_3 ein Herausfallen der betreffenden Masse stattfinden kann.

§. 104. Auch den Siebtrommeln hat man zuweilen eine Rüttelbewegung ertheilt, um das Durchfallen der Masse zu befördern, doch macht man hiervon wegen der damit verbundenen Uebelstände nur selten Gebrauch. Dagegen wendet man häufig zur steten Offenhaltung der Sieblöcher eine Brause oder ein Spritzrohr an, durch dessen kleine Löcher feine Wasserstrahlen gegen den Umfang der Trommel treffen; auch pflegt man in vielen Fällen das Sieben naß vorzunehmen, in der Art, daß man die Siebtrommel mit dem unteren Theile ihres Umfanges so weit in Wasser tauchen läßt, daß der in der Trommel enthaltene Stoff untergetaucht ist. In welchem Falle ein nasses Sieben dem trockenen vorzuziehen ist, hängt hauptsächlich von der Natur des zu sondernden Gutes ab und kann hier nicht näher besprochen werden.

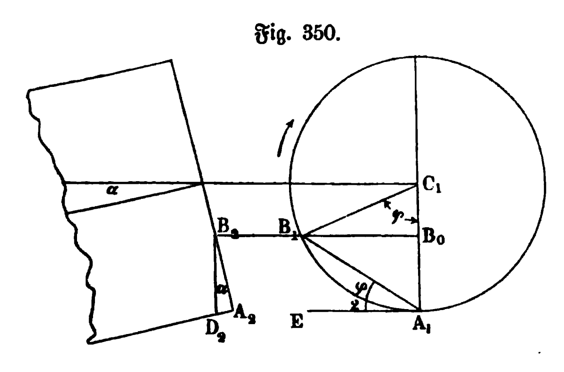
Die Umdrehung der Trommelsiebe erfolgt in der Regel von einer besonderen wagerechten Vorgelegswelle aus durch Zahnräder, welche wegen der

geneigten Lage der Trommelaxe als Kegelräder ausgeführt werden müssen. Die Absicht, diese immer mit Uebelständen behafteten Kegelräder zu vermeiden, ist hauptsächlich die Ursache gewesen, anstatt einer schräg liegenden cylindrischen Trommel eine solche von Kegelform mit wagerecht gelagerter Axe anzuwenden, wie in Fig. 346 angegeben. Diese Anordnung leidet aber an dem Uebelstande, daß die Herstellung des Siebbezuges nicht ohne erheblichen Verlust an dem theuren Siebzeuge möglich ist.

Was die Bewegung der Trommelsiebe anbetrifft, so pflegt man die Umfangsgeschwindigkeit derselben durchschnittlich etwa zwischen 0,75 bis 0,9 m anzunehmen, zuweilen geht man damit jedoch bis zu 1,25 m. Die Umdrehungszahl in der Minute steht bei einer bestimmten Umfangsgeschwindigkeit natürlich im umgekehrten Verhältnisse zu dem Durchmesser, so daß diese Umdrehungszahl um so größer ausfällt, je kleiner der Durchmesser gewählt wird. Bei den gewöhnlichen Langtrommeln pflegt man den Durchmesser derselben meistens thunlichst klein zu wählen, um an dem theuren Siebbezuge zu sparen. Auf die Länge des Siebweges hat der Durchmesser keinen Einfluß, ebenso wie auf die Zeitdauer, während welcher das Siebgut die Trommel durchzieht, dagegen ist der Trommeldurchmesser von Einfluß auf die Dicke der Schicht des Siebgutes, wie aus der folgenden Ermittelung sich ergiebt.

Die Bewegung der Masse in Trommelsieben läßt sich in folgender Art beurtheilen. Bedeutet φ den Winkel $A_1 C_1 B_1$, Fig. 350, um welchen ein Massentheilchen bei der Umdrehung der Trommel von dieser mitgenommen wird, bevor ein Herabgleiten erfolgt, ist also

Fig. 350.



$$B_1 A_1 E = \frac{1}{2}\varphi$$

der Böschungswinkel der Masse, so erfolgt eine derartige Erhebung in der Zeit

$\tau_1 = \frac{\varphi d}{2 v}$, wenn d den Durchmesser und v die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel vorstellt. Bei dem Herabfallen in der verticalen Ebene $B_2 D_2$ gelangt das Theilchen nach einem Punkte D_2, welcher von A_2 in der Axenrichtung um die Länge

$$A_2 D_2 = B_2 A_2 . tang\, \alpha = \frac{d}{2} (1 - cos\, \varphi)\; tang\, \alpha = w$$

34*

entfernt ist, wenn α den Neigungswinkel der Trommel gegen den Horizont bedeutet. Die Zeitdauer eines solchen Herabgleitens, welche sich rechnerisch nicht gut genau bestimmen läßt, möge proportional mit der Zeit τ_1 des Erhebens zu $\tau_2 = k\tau_1$ angenommen werden, so daß die ganze für eine Längsverschiebung um w erforderliche Zeit zu $\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{\varphi d}{2v}(1 + k)$ sich ergiebt. Demgemäß erhält man die Anzahl solcher Verschiebungen für die Bewegung des Massentheilchens durch die ganze Länge l der Trommel zu

$$z = \frac{l}{w} = \frac{2l}{d(1 - \cos\varphi)\tan\alpha}$$

und die für den Durchgang erforderliche Zeit zu

$$t = z\tau = \frac{l}{v \tan\alpha} \frac{\varphi}{1 - \cos\varphi}(1 + k) = \frac{l}{v \tan\alpha} C,$$

wenn die für eine bestimmte Masse constante Größe $\frac{\varphi}{1 - \cos\varphi}(1 + k)$ gleich C gesetzt wird.

Man ersieht hieraus, daß die Zeit, während welcher ein Massentheilchen sich im Innern der Trommel aufhält, von dem Durchmesser der Trommel ganz unabhängig ist, dagegen im geraden Verhältniß zu der Länge und im umgekehrten Verhältniß zu der Neigung (Tangente des Neigungswinkels) und der Umfangsgeschwindigkeit steht. Die Masse rückt daher in Siebtrommeln von beliebiger Weite unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit und gleicher Neigung in der Axenrichtung, mit derselben Geschwindigkeit vor. Hieraus folgt dann, daß die Dicke der Schicht, welche das Material im Innern der Trommel bildet, um so geringer ausfällt, je größer der Durchmesser der Trommel gewählt wird, und es erklärt sich hieraus der vortheilhafte Einfluß einer großen Weite der Siebtrommeln in Bezug auf eine schnelle Absonderung.

Die Anzahl der Umdrehungen der Trommel in der Minute ergiebt sich natürlich zu

$$n = \frac{60v}{\pi d},$$

während die Anzahl der Trommelumgänge für den Durchgang eines Massentheilchens der ganzen Länge nach zu

$$n_1 = \frac{tv}{\pi d} = \frac{l}{\pi d \tan\alpha} C$$

folgt, also unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit v ist.

Dagegen wurde oben gefunden, daß die Dicke der Schicht bei dem Spiralsiebe nicht von dem Durchmesser, sondern von der axialen Länge

desselben abhängt, und da diese Dicke um so geringer ausfällt, je größer die axiale Länge oder Breite der Trommel gemacht wird, so kann es sich aus diesem Grunde nicht empfehlen, Spiraltrommeln schmal und von großem Durchmesser auszuführen, da eine solche Anordnung einem schmalen und langen Plansiebe entsprechen würde. Man wird bei der Annahme der Länge einer Spiraltrommel hauptsächlich durch die Rücksicht bestimmt werden, daß mit zunehmender Länge die Schwierigkeit des Austragens nach dem Ende der Trommel hin wächst.

Beutelmaschinen. Zur Absonderung der feinen Mehltheilchen von den gröberen Griesen und Dunsten, sowie von den Kleien oder Schalen aus dem Getreideschrot verwendet man ebenfalls Siebtrommeln, welchen man verschiedene Einrichtung gegeben hat. In den kleinen älteren Landmühlen bediente man sich zu der gedachten Absonderung einer einfachen und unvollkommenen Vorrichtung, deren wesentlichster Theil ein aus kammwollenem Zeuge gebildeter Schlauch oder Beutel war, in dessen Inneres das Siebgut eingeführt wurde, und durch welchen es sich, wegen der schrägen Lage dieses straff gespannten Sackes und wegen der demselben ertheilten Rüttelbewegung, der Länge nach hindurch bewegte. Hierbei hatten die feineren Theilchen Gelegenheit, durch die Oeffnungen des gazeartigen Gewebes hindurch zu fallen. Diese unvollkommene Vorrichtung, von welcher übrigens der Name Beutelmaschinen für die anderen, demselben Zwecke dienenden Maschinen beibehalten ist, findet heute kaum noch Anwendung und soll nicht weiter besprochen werden; eine Beschreibung findet sich an unten angezeigten Stellen [1]). §. 105.

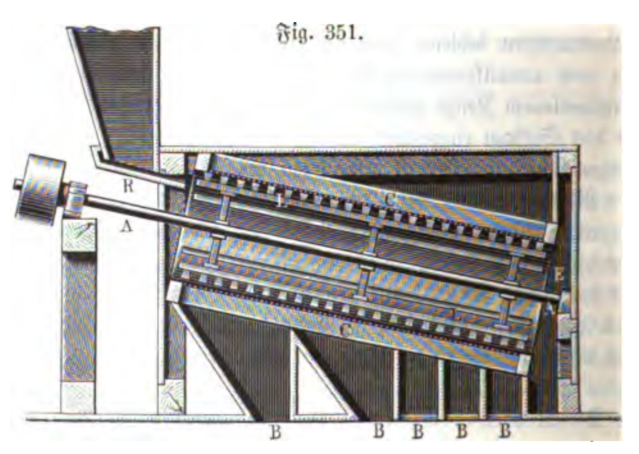
Zum Sieben oder Sichten des Getreideschrotes verwandte man seiner Zeit in England die als englische Mehlmaschine bezeichnete Vorrichtung, Fig. 351 (a. f. S.). Dieselbe besteht der Hauptsache nach aus einem schräg liegenden festgelagerten Siebcylinder C, dessen Umfang aus einem Drahtsiebe gebildet ist. In diesem Cylinder dreht sich eine concentrisch darin gelagerte Axe A, welche mittelst einiger Armsterne acht zur Axe parallele Latten L trägt, die mit scharfen Bürsten aus Borsten oder spanischem Rohr besetzt sind. Diese mit erheblicher Geschwindigkeit, 250 Umdrehungen in der Minute, bewegten Bürsten nehmen das aus dem Rüttelschuh R am oberen Ende in die Trommel gelangende Siebgut mit sich im Kreise herum, dabei alle feineren Theilchen durch die Oeffnungen des Siebmantels treibend, wobei wegen der Neigung des Cylinders die ganze Masse gleichzeitig nach dem unteren Ende E hin befördert wird. Der Cylinder ist mit Drahtsieben von verschiedener Feinheit bespannt, derart, daß an der Eintragstelle das

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, 2. Bd.

feinste Sieb angebracht ist. Hierdurch erzielt man verschiedene Mehl- und Griessorten, welche in den Abtheilungen *B* aufgefangen werden, während der großentheils aus Schalen bestehende Ueberschlag aus dem offenen Ende des Siebes bei *E* heraustritt.

Diese Maschinen sind durch eine bedeutende Leistung ausgezeichnet; eine solche Maschine von 0,5 m Durchmesser und 1,8 m Länge der Trommel soll nach Angaben von Wiebe im Stande sein, das Mahlgut von vier starken Mahlgängen vollkommen zu verarbeiten. Trotzdem haben diese Maschinen sich in die neueren Mühlen nicht einführen können, denn abgesehen von dem großen Kraftverbrauche, welcher für eine Maschine der angeführten Größe zu vier Pferdekraft und darüber angegeben wird, entspricht das mit diesen Maschinen erzielte Mehl durchaus nicht den Ansprüchen,

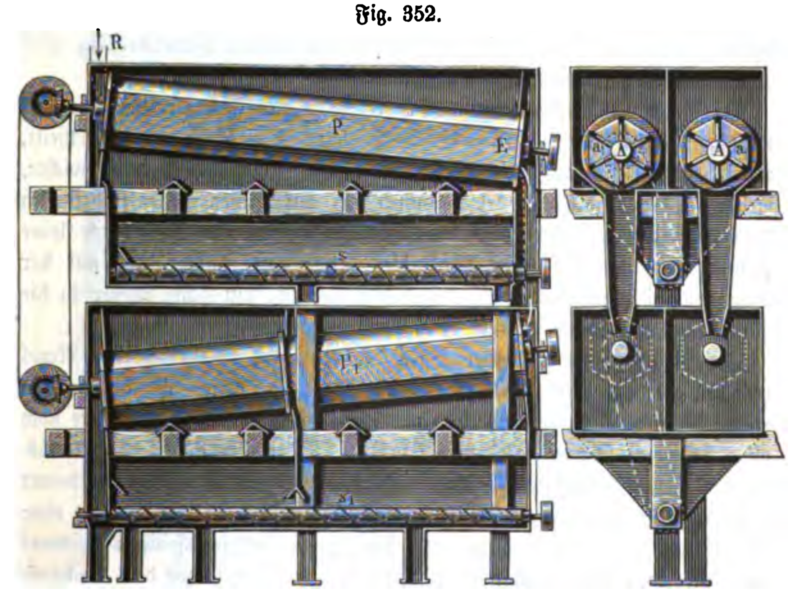
Fig. 351.



welche der verfeinerte Geschmack an dasselbe stellt. Es handelt sich nämlich für die Erzielung eines vorzüglichen Mehles nicht nur darum, daß alle Theilchen von gleicher Größe aus dem Schrote abgesondert werden, es ist vielmehr ein großer Werth auf die Absonderung der Kleien oder Schalen von den eigentlichen Mehl- oder Stärketheilchen zu legen. Es wurde schon bei Besprechung des Plansichters in §. 99 angeführt, daß die dort besprochene Maschine gerade in dieser Hinsicht eine ähnliche vortheilhafte Wirkung ausübe, wie sie durch Handsieben erzielt wird, welche letztere Operation bisher immer noch das vorzüglichste Product hat erreichen lassen. Es ist nun aber leicht ersichtlich, daß bei der gewaltsamen Behandlung, welcher das Sichtgut in der hier angeführten Maschine durch die schnell umlaufenden Bürsten ausgesetzt ist, die Kleientheilchen in erheblichem Maße durch die Maschen des Siebes hindurchgetrieben werden müssen, wodurch die Güte des erzeugten Mehles wesentlich beeinträchtigt wird.

Aus diesem Grunde wendet man in allen besseren Mahlmühlen die unter dem Namen der Beutelcylinder bekannten Maschinen an, welche der Hauptsache nach als Siebtrommeln zu bezeichnen sind, nur haben diese Trommeln trotz des dafür in der Regel gebräuchlichen Namens Cylinder keine cylindrische Gestalt, sondern die Form sechsseitiger Prismen. In Fig. 352 ist eine solche Beutelmaschine [1]) dargestellt. Auf der unter drei bis fünf Grad gegen den Horizont geneigten Axe A ist mittelst dreier Armsterne a durch sechs Längsplatten das sechsseitige Prisma P gebildet, dessen Seitenflächen mit seidener Beutelgaze bezogen sind. Das diesem Prisma aus einem Rumpfe bei R mittelst eines Rüttelschuhs zugeführte Sichtgut

Fig. 352.



wird bei der Umdrehung der Trommel von dieser zunächst bis zu gewisser Höhe mit emporgenommen, worauf es auf die folgende Siebfläche stürzt, so daß eine ähnliche Wirkung wie bei den gewöhnlichen Sturzsieben erzielt wird. In Folge der geneigten Lage wird auch hier das Siebgut der Länge nach durch die Trommel geführt, so daß der Rückhalt an dem hinteren Ende E herausfällt. Häufig führt man den aus E austretenden Rückhalt noch durch einen zweiten Beutelcylinder P_1, welcher bei hinreichend vorhandener Höhe unmittelbar unterhalb des ersten angeordnet wird und, wie aus der Figur ersichtlich ist, nach der entgegengesetzten Seite abfällt. Hierdurch erzielt man

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

ein möglichst reines Absondern aller Mehl- und Griestheilchen aus dem Schrot, da in Folge der doppelten Beutellänge das Schrot auf einem entsprechend langen Wege Gelegenheit zum Durchfallen findet.

Die aus dem Innern der Trommel durch die Sieböffnungen austretenden Mehl- und Griestheilchen sammeln sich in dem den Beutel umgebenden Kasten an, in welchem sie durch schräge Seitenwände nach der Mitte hin geleitet werden, um daselbst einer Mehlschnecke, d. h. einer Transportschraube *s* zugewiesen zu werden, durch deren Umdrehung eine Beförderung der durchgesiebten Masse nach der betreffenden Abfallöffnung hin erfolgt. Wenn man den Beutel mit Siebgaze von verschiedener Feinheit bezieht, so erhält man hierdurch natürlich verschieden feine Durchfälle, welche man durch Scheidewände in dem Kasten, wie bei dem unteren Beutel der Fig. 352 angedeutet wurde, von einander getrennt halten kann.

Da die feinen Oeffnungen in der Siebgaze sich leicht versetzen, so hat man wohl der Trommel geringe Erschütterungen in verschiedener Art ertheilt, z. B. durch kleine auf den Armen der Sterne *a* verschiebliche Gewichte, welche bei der Umdrehung der Trommel auf den Armen gleiten und sonach bald gegen die Axe, bald gegen die Längslatte stoßen, oder auch durch kleine hammerartige Hebel, welche durch die Zähne von Zackenrädern auf der Trommel bei deren Umdrehung angehoben werden, um dann wieder in die Zahnlücken einzufallen, oder in einer sonst geeigneten Art.

Die Neigung dieser Beutel gegen den Horizont beträgt in der Regel zwischen drei und fünf Grad; man giebt ihnen eine Länge bis zu 6 m, für welche die sichere Ausführung der nur an den Enden unterstützten Axe noch ohne besondere Schwierigkeiten möglich ist. Den Durchmesser des sechsseitigen Querschnittes wählt man nicht beliebig, sondern richtet ihn derart ein, daß die in der bestimmten Breite von 0,84 oder 1 m erzeugte Gaze ohne Verlust zur Bedeckung von zwei oder drei Seiten des sechsseitigen Prismas ausreicht; danach pflegt man die Durchmesser der Beutel (des dem Sechsecke umschriebenen Kreises) in der Regel 0,63 oder 0,84 oder 1 m groß zu wählen. Die Umdrehungszahl dieser Trommeln beträgt in der Regel zwischen 25 und 30 in der Minute; eine größere Geschwindigkeit würde schon wegen der dann hinderlich auftretenden Fliehkraft unthunlich sein, wie in §. 102 bereits besprochen wurde. Da die Leistung dieser Maschinen für jede Einheit der in ihnen zur Verwendung gebrachten Siebfläche nur sehr gering ist, so sind in größeren Mahlmühlen derartige Beutel in beträchtlicher Zahl erforderlich; nach Wiebe soll man für einen Mahlgang durchschnittlich 15 bis 20 qm Beutelfläche und bei einem mit Luftabsaugung arbeitenden, durch eine große Betriebskraft bewegten Mahlgange sogar bis zu 30 qm Beutelfläche rechnen. Zur Herstellung dieser großen Beutelflächen hat man daher die Anordnung von vielen einzelnen Beutelmaschinen nöthig,

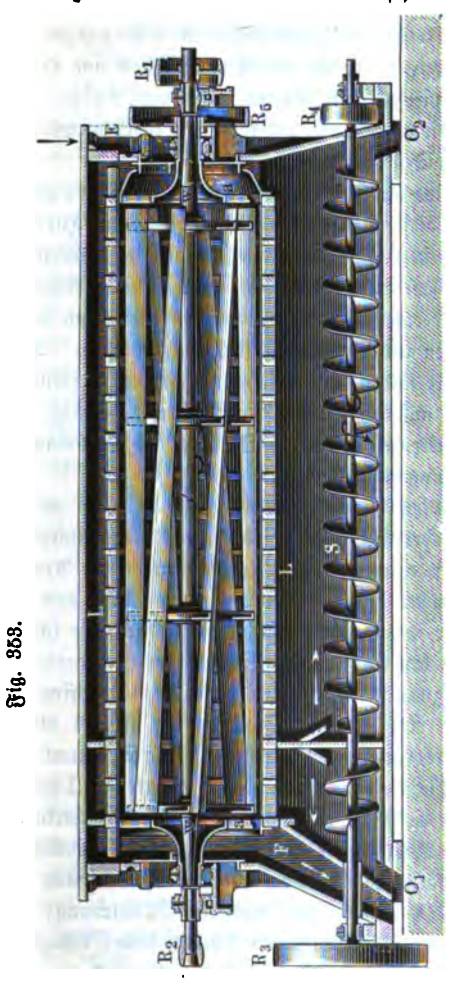
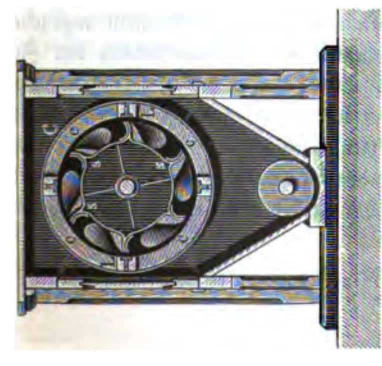


Fig. 353.



und es ist in der Mühle ein entsprechend großer Raum für die Beutlerei vorzusehen. Die Betriebskraft für diese Beutel ist wegen deren geringer Geschwindigkeit nur klein; nach Wiebe soll man dafür nur 0,01 l bis 0,02 l Pferdekraft rechnen, wenn l die Länge des Beutels in Fußen bedeutet, so daß man also mit einer Pferdekraft Beutel von im Ganzen 50 bis 100 Fuß gleich 16 bis 32 m betreiben kann.

Während bei den vorstehend besprochenen Beutelmaschinen, den sogenannten Rollbeuteln, nur der untere Theil des Bezuges zur Wirkung kommt, weshalb so beträchtliche Siebflächen bei diesen Maschinen zur Anwendung gebracht werden müssen, wird bei den in der neueren Zeit mehrfach zur Anwendung gebrachten sogenannten Centrifugalsichtmaschinen eine bedeutend größere Leistung dadurch erzielt, daß bei denselben der ganze Umfang der Trommel fortwährend eine absondernde Wirkung ausübt. Dies wird dadurch erreicht, daß man in diesen Maschinen das abzusiebende Gut durch eine sehr schnell sich umdrehende Flügelwelle, die in der Axe

der Siebtrommel gelagert ist, vermöge der Centrifugalkraft kräftig gegen den Siebmantel wirft. Diese Maschinen, welche zuerst von Lucas und Hüne ausgeführt wurden, sind später vielfach von Nagel u. Kämp, Luther und Peters, von Fink und Anderen angewandt und verbessert worden, worüber die unten angezeigten Stellen nachgesehen werden mögen [1]).

In Fig. 353 (a. v. S.) ist eine aus der Fabrik von Nagel u. Kämp in Hamburg herrührende Maschine dieser Art zur Darstellung gebracht. Hiernach ist ein Kreiscylinder C in wagerechter Lage angeordnet, welcher im Innern mit der Siebgaze bezogen ist, zu welchem Ende der Umfang durch hölzerne Rahmenstücke c gebildet wird, die je über einen Viertelkreis sich erstrecken, und welche als hinreichend viele Querrippen zur Befestigung der Gaze dienen. Diese leicht auswechselbaren Rahmstücke finden ihre Befestigung an vier T-förmigen Längsschienen L, die beiderseits auf den eisernen Armkreuzen a befestigt sind. Die hohlen Zapfen dieser Armkreuze bilden die Drehaxe des Siebmantels, welchem eine langsame Umdrehung ertheilt wird.

Eine durch diese hohlen Zapfen hindurchtretende Welle w trägt mittelst eiserner Scheiben sechs Flügel oder Schläger s, welche aus rinnenförmigen Blechstreifen bestehen, die unter einer geringen Neigung gegen die Axe angeordnet sind, daher eine schraubenförmige Gestalt haben. Das aus dem Eintragrohr E in den Cylinder gelangende Sichtgut wird durch die schnelle Umdrehung dieser Flügel gegen den Umfang des Sichtcylinders geworfen, so daß ihm ringsum Gelegenheit zum Hindurchtreten durch die Sieböffnungen geboten wird. Die gegen die Axe geneigte Stellung der Flügel bewirkt hierbei eine gleichmäßige Beförderung des Gutes durch die Trommel hindurch, so daß die nicht durch die Oeffnungen hindurch getretenen Theilchen als Ueberschlag an dem andern Ende der Trommel durch die Abzugsrinne F entfernt werden können. Die Wirksamkeit der Mehlschnecke S behufs des Zusammenführens der durchgefallenen Theilchen und der Beförderung nach den Abfallmündungen O_1 und O_2 bedarf keiner weiteren Erläuterung; auch ist es klar, daß man den Cylinder in verschiedenen Theilen seiner Länge mit Bezug von verschiedener Feinheit versehen kann, in derselben Art und zu dem gleichen Zwecke, wie bei den gewöhnlichen Rollbeuteln angegeben wurde.

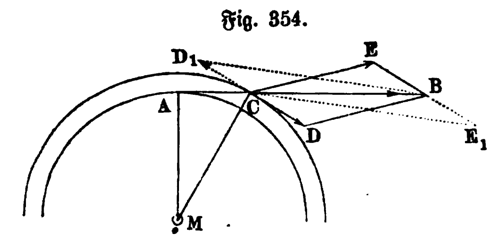
Die Umdrehung des Siebmantels C hat hauptsächlich den Zweck, eine Ablagerung von Mehl auf dem oberen Theile des äußeren Umfanges, durch welche dieser Theil des Bezuges unwirksam gemacht werden müßte, zu vermeiden, auch fällt in Folge dieser Drehung der Winkel, unter welchem das Gut gegen das Sieb trifft, für den Beutelproceß günstiger aus, vorausgesetzt, daß die Drehungsrichtung des Mantels mit derjenigen der Flügelwelle über-

---

[1]) Ztschr. d. V. deutsch. Ingenieure 1871 u. 1872. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre.

einstimmt. Hiervon giebt man sich leicht mit Hülfe der Fig. 354 Rechenschaft. Wird nämlich ein Korn in A von dem mit der Umfangsgeschwindigkeit v sich bewegenden Flügel nach außen geworfen, so daß dasselbe mit dieser Geschwindigkeit $v = CB$ in C gegen die Siebgaze trifft, so wird, wenn der Mantel in C mit der Geschwindigkeit $CD = c$ sich bewegt, der Vorgang für das Sieben gerade so sein, als ob der Mantel still stände und das Korn mit der relativen Geschwindigkeit $CE = w$ dagegen träfe. Der Anprallwinkel des Korns wird daher durch die gleichzeitige Bewegung des Mantels in derselben Richtung, in welcher die Flügel sich drehen, vergrößert. Durch eine entgegengesetzte Umdrehung des Mantels wird dieser Winkel verkleinert, daher der Durchgang der Theilchen erschwert, indem bei einer Bewegung des Mantels mit der Geschwindigkeit $c = CD_1$ die relative Geschwindigkeit des Korns gegen den Siebmantel durch CE_1 dargestellt ist. Der Mantel wird übrigens meistens nur mit einer mäßigen Geschwindigkeit von etwa 30 Umdrehungen in der Minute bewegt, während man die Flügelwelle 300 bis 500 Umdrehungen und noch mehr machen läßt. Der Betrieb erfolgt bei der Maschine der Fig. 353 mittelst eines Riemens auf die Riemenscheibe R_1 der Flügelwelle w, von welcher durch die Riemenscheiben R_2 und R_3 die Schnecke S ihren Antrieb erhält, die durch die Scheiben R_4 und R_5 den Siebmantel in langsame Umdrehung versetzt.

Fig. 354.



Die mit diesen Centrifugalsichtmaschinen gemachten Erfahrungen haben ergeben, daß nicht nur, wie vorauszusehen war, die Menge des durch die Flächeneinheit Gaze zu bewältigenden Sichtgutes erheblich größer, etwa sechsmal so groß wie bei den gewöhnlichen Rollbeuteln ausfällt, daß man daher unter gleichen Umständen weniger Siebfläche gebraucht, sondern daß auch die Ausbeute an Mehl größer und daß das Mehl von besserer Beschaffenheit ist. Die größere Ausbeute von Mehl läßt sich dadurch erklären, daß bei der kräftigen Wirkung, welcher das Schrot durch die schnell bewegten Schläger ausgesetzt ist, viele Mehltheilchen von den Schalen abgeschlagen werden, so daß sie nun als Mehl durch die Oeffnungen der Gaze hindurch gelangen können, während bei der Beutelung in Rollbeuteln auf eine solche Wirkung nicht zu rechnen ist, daher bei denselben die Schalen oder Kleien viel mehlreicher sein müssen.

Mit Bezug auf die behauptete bessere Beschaffenheit des durch Centrifugalsichtmaschinen abgebeutelten Mehles mag Folgendes bemerkt werden. Mehl ist um so weißer und werthvoller, d. h. um so höher im Preise, je

weniger dasselbe Bestandtheile der holzigen Schale oder Kleie in sich enthält. Da nun bei dem Mahlen von Korn nicht vermieden werden kann, daß einzelne Schalentheilchen zu gleicher Feinheit wie die inneren Stärketheilchen zerrieben werden, so wird jede Vorrichtung, welche, wie die gewöhnlichen Rollbeutel, nur eine Absonderung nach der Größe der Theilchen bewirkt, auch nur ein mehr oder minder durch feine Schalentheilchen verunreinigtes Mehl liefern können. Wenn dagegen die Wirkung der Absondervorrichtung eine solche ist, daß die specifisch leichteren Schalentheilchen an dem Durchgange durch die Sieböffnungen mehr oder minder behindert werden, so wird der Siebdurchfall von diesen Theilchen eine geringere Menge enthalten. Es wurde schon oben angeführt, daß beispielsweise bei dem Handsieben eine solche Behinderung dadurch herbeigeführt wird, daß in Folge der dem Handsiebe ertheilten Schwingungen die leichteren Schalentheilchen an der Oberfläche der Masse sich ansammeln, gewissermaßen auf derselben schwimmen, und daher die vorzügliche Güte des durch das Handsieb erreichbaren Mehles erklärlich ist, und daß gerade in dieser Hinsicht die ähnliche Wirkung des Haggenmacher'schen Plansichters zu sehr schätzbaren Resultaten geführt hat. Die Verschiedenheit des specifischen Gewichtes der Schalen und Mehltheilchen ist auch die Ursache, warum die Centrifugalsichtmaschinen ein besseres, d. h. weniger durch Schalentheilchen verunreinigtes Mehl liefern, insofern nämlich die von den Flügeln nach außen geschleuderten Theilchen mit um so größerer Kraft gegen den Siebmantel geworfen werden, je größer die in gleich großen Theilchen enthaltene Masse ist. Hieraus dürfte es sich erklären, warum von den feingeriebenen Schalentheilchen eine größere Menge in dem Rückhalte verbleibt, trotzdem dieselben vermöge ihrer Größe durch die Siebmaschen würden gelangen können. Ebenso ist es ersichtlich, warum die oben erwähnten, mit Bürsten arbeitenden Mehlmaschinen so ungünstige Resultate ergeben haben, da sie gewaltsam alle hinreichend feinen Theilchen, ob Mehl ob Kleien, durch die Sieböffnungen hindurchtreiben; in dieser Hinsicht ist die Wirkungsweise der Centrifugalsichtmaschinen wesentlich verschieden von derjenigen jener mit Bürsten arbeitenden Mehlmaschinen.

Die hier gedachte Art der Sonderung auf Grund der Verschiedenheit des specifischen Gewichtes, welche hier gewissermaßen nur beiläufig erzielt wurde, ist der Hauptzweck einer größeren Zahl von Maschinen, die in der Müllerei als Putzmaschinen und bei der Aufbereitung der Erze als Setzmaschinen bezeichnet werden, und an der betreffenden Stelle noch eingehend behandelt werden sollen; ebenso macht man in den später zu besprechenden Schleudermaschinen umfangreichen Gebrauch von der Centrifugalkraft zur Trennung verschieden schwerer Stoffe von einander.

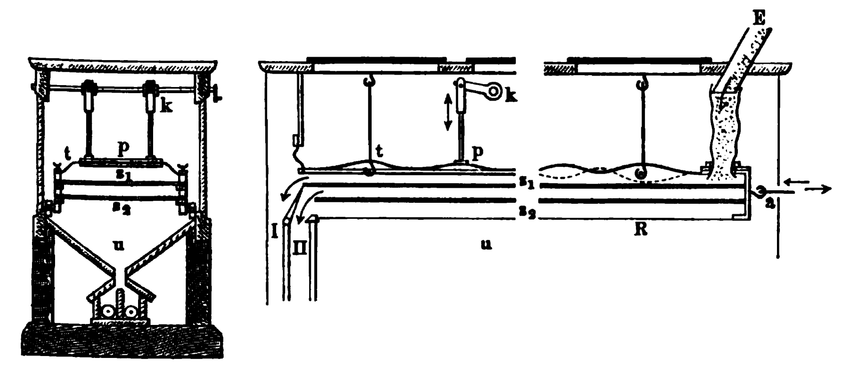
Wenn trotz der vorgedachten großen Vorzüge die Centrifugalsichtmaschinen sich noch nicht überall eingeführt haben, so dürfte ein Grund hierfür wohl

in der erheblichen, nicht immer in hinreichender Größe vorhandenen Betriebskraft dieser Maschinen liegen, auch ist es erklärlich, daß die hier verwendete Gaze bei der schnellen Flügeldrehung einer früheren Abnutzung unterworfen sein muß, als bei den Rollbeuteln; ein Nachtheil, welcher indessen ganz oder großentheils verschwindet, wenn man die Kosten der Siebgaze auf die Menge des abgebeutelten Schrotes bezieht.

Daß die vorbesprochenen Centrifugalsichtmaschinen doch nicht in vollem Umfange den an sie zu stellenden Ansprüchen genügen, dürfte auch aus den Bemühungen erhellen, die in der neueren Zeit der Ausführung anderer Sichtmaschinen zugewendet worden sind, und welchen Bemühungen auch der in §. 99 angeführte Plansichter seine Entstehung verdankt. Noch in einer wesentlich anderen Weise hat man neuerdings eine Verbesserung der Sichtmaschinen für die Müllerei zu erzielen gesucht, dadurch nämlich, daß man auch der in dem betreffenden Siebapparate enthaltenen Luft eine gewisse Bewegung ertheilte, die für den Absonderungsproceß förderlich ist. Man hat nämlich durch abwechselnde Verdichtung und Verdünnung diese Luft in eine gewisse Wellenbewegung versetzt, und man hat diese Luftwellen dazu benutzt, eine Trennung der leichteren von den schwereren Theilchen bei der Sichtung zu bewirken.

In Fig. 355 ist die Einrichtung dargestellt, welche zu dem gedachten Zwecke von Weiß[1]) getroffen worden ist. Der Rahmen R enthält zwei

Fig. 355.



ebene Siebe s_1 und s_2 horizontal über einander, so daß diese Siebe zugleich mit dem Rahmen durch eine Stange bei a in eine rüttelnde Bewegung nach der Längsrichtung versetzt werden. Das durch die Rinne E einfallende Gut tritt zunächst auf das obere Sieb s_1, über welchem eine Decke p befindlich ist, die mit dem Rahmen R durch einen elastischen Stoff t verbunden ist

[1]) D. R.-P. Nr. 39227.

und durch ein Kurbelgetriebe k in Schwingungen versetzt wird, und zwar macht die Decke p in der Minute 100 Schwingungen, während der Siebrahmen 300 Rüttelbewegungen (Doppelschwingungen) macht. Da der Raum oberhalb des Siebrahmens von demjenigen darunter durch den Stoff t luftdicht abgeschlossen ist, so entstehen durch die schwingende Bewegung der Platte in der zwischen dem Tuche t und dem Siebe s_1 befindlichen Luft stehende Schwingungen, welche während der Luftverdünnung ein Emporsaugen der leichteren blättchenförmigen Schalentheilchen bewirken, wogegen die darauf folgende Luftverdichtung die schwereren, mehr kugeligen Mehltheilchen gegen das Sieb wirft. In Folge hiervon sondern sich die Schalen mehr auf der Oberfläche des auf dem oberen Siebe liegenden Gutes ab und gelangen am andern Ende als Ueberschlag nach I, während der Durchfall von s_1 auf dem unteren Siebe s_2 von der noch darin enthaltenen Kleie vollends gereinigt wird, so daß der gereinigte Stoff (sogenannter Dunst) nach u gelangt, von wo er durch Schnecken entfernt wird. Nach II hin gelangt der aus Kleie und Dunst bestehende Rückhalt des unteren Siebes s_2. Bei dieser Maschine ist es stets dieselbe Luftmenge, durch deren Verdichtung und Verdünnung die besagten Luftwellen entstehen; zum Unterschiede hiervon hat man auch solche sogenannte Dunstputzmaschinen ausgeführt, bei denen durch ein Balgengebläse stets neue Luft gegen das Sieb getrieben wird, um die Masse in die zur Trennung der leichteren von den schwereren Theilen förderliche hüpfende Bewegung zu versetzen (s. weiter unten).

Winkler[1]) wendet die Luftwellen bei rotirenden Siebtrommeln an, indem er dabei die durch Fig. 356 versinnlichte Einrichtung anordnet. Die innerlich mit Beutelgaze ausgekleidete Trommel S, welcher eine langsame Umdrehung von etwa 30 Umdrehungen in der Minute ertheilt wird, erhält das Siebgut durch den Einlauf E, indem dasselbe von einem schnell rotirenden Kranze gekrümmter Schaufeln L aus Weißblech erfaßt und wie bei den Centrifugalsichtern gegen den Umfang der Siebtrommel geworfen wird. Dieser Schaufelkranz macht etwa 170 bis 180 Umdrehungen in der Minute. Zur Erzeugung der gedachten Luftwellen dient ein auf der die Trommel durchsetzenden Axe befindlicher Körper T, dessen beide Arme oder Flügel so gebildet sind, daß bei der Drehung dieser Flügel in dem Sinne des Pfeils die bei a und a_1 befindliche Luft durch die Sieböffnungen nach außen getrieben wird, während bei e und e_1, wo der Zwischenraum zwischen Sieb und Flügel sich plötzlich erweitert, ein Ansaugen der Luft in das Innere des Cylinders stattfindet. Bei der schnellen Bewegung des Flügelwerks, dessen Axe in der Minute 1150 Umdrehungen macht, entstehen lebhafte Schwingungen der Luft, welche die Absonderung der leichteren Kleientheilchen

---

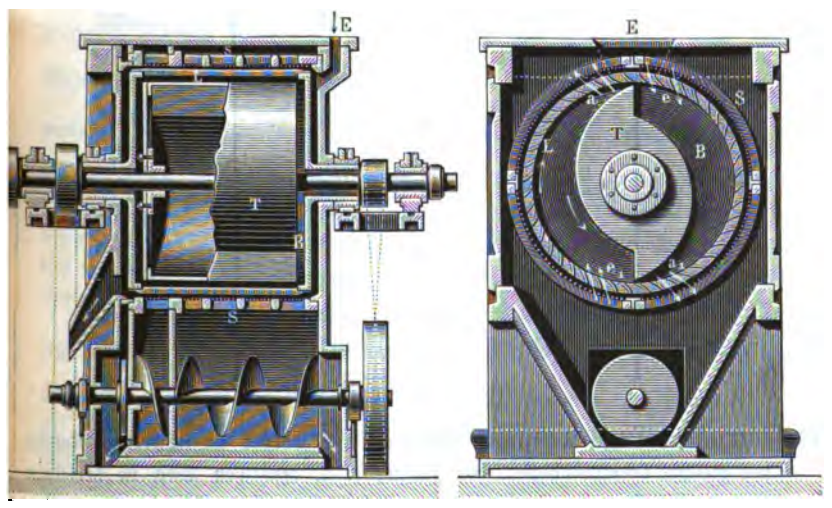
[1]) D. R.-P. Nr. 38 576, 39 709, 40 357, 42 770.

von den schwereren Mehltheilchen befördern. Die Umdrehung des Flügelwerkes, des Leitschaufelkranzes und des Siebcylinders erfolgt durch Riemscheiben, der Zweck der Mehlschnecke ist an sich deutlich.

In Betreff der Leistung einer solchen Maschine mit einem Cylinder von 0,93 m Länge und 0,66 m Durchmesser macht Kick die Angabe, daß mit 1,7 qm Siebfläche in einer Stunde 500 bis 600 kg Roggenmehl abgesichtet wurden, und zwar waren dies 37 Proc. des aufgebrachten Schrotes, während gewöhnliche Sichter von eben solchem Schrot nur 29 Proc. Mehl absonderten.

Die zum Absondern der Mahlproducte in Getreidemühlen dienenden Maschinen werden mit seidener, nach Art der Fig. 324 mit gekreuzten

Fig. 356.



Kettenfäden gewebter Gaze (Beuteltuch) bezogen, über deren Maschenweiten die von Karmarsch ermittelte Tabelle auf folgender Seite Aufschluß giebt.

Für Mehl wird in der Regel Gaze Nr. 11 oder 12 verwendet. In Bezug auf die Leistung giebt Kick an, daß ein Quadratmeter Gaze stündlich die folgenden Mehlmengen absichte:

in Winkler's pulsirender Sichtmaschine	300 kg
„ Haggenmacher's Plansichter	100 „
„ der Centrifugalsichtmaschine	70 „
„ den gewöhnlichen Mehlcylindern	15 „

Der Raumbedarf dieser vier Sichtmaschinen verhält sich demnach wie 1 : 2 : 4 : 8 oder wie 2 : 3 : 5 : 10. Der bedeutendste Gazeverbrauch dürfte den Centrifugalsichtern, der geringste den Plansichtern zukommen.

Nummer der Gaze	Oeffnungen auf 1 Par. Zoll = 27 mm		Oeffnungen auf 1 Par. Quadratzoll
	in der Breite	in der Länge	
000	18	19	342
00	24	26	624
0	30	38	1140
1	40	44	1760
2	54	54	2916
3	62	62	3844
4	65	67	4355
5	70	70	4900
6	80	78	6040
7	88	86	7568
8	94	96	9024
9	102	104	10 680
10	110	120	13 200
11	120	122	14 640
12	126	126	15 876
13	130	132	17 160
14	140	132	18 480

§. 106. **Gleichfällige Körper.** Während alle Körper im luftleeren Raume mit gleicher Geschwindigkeit frei fallen, d. h. denselben Weg in derselben Zeit durchlaufen, da sie sämmtlich unter der gleichen Beschleunigung der Schwere $g = 9,81$ m stehen, so gilt dies nicht für das Herabfallen von Körpern in einem dieselben umgebenden flüssigen oder luftförmigen Mittel. Hierbei wird nämlich die beschleunigende Kraft des fallenden Körpers einerseits durch den Auftrieb geringer, dem er in dem Mittel ausgesetzt ist, während andererseits der von dem umgebenden Mittel geäußerte Widerstand sich der Bewegung entgegensetzt, so daß aus beiden Ursachen die auf den Körper ausgeübte Beschleunigung kleiner als g ausfallen muß. Wenn diese Einflüsse sich unter gewöhnlichen Verhältnissen bei dem Fallen in freier Luft nur in geringem Maße geltend machen, so daß man sie häufig ganz vernachlässigen darf, so wird der Einfluß doch ein merklicher bei größeren Geschwindigkeiten und bei Körpern von geringer Dichte, wie unzählige Erfahrungen lehren. Wenn dagegen das Fallen in einem dichteren Mittel, also etwa in Wasser, erfolgt, so spielen die gedachten Einflüsse eine so wich-

tige Rolle, daß deren Vernachlässigung niemals angängig ist. Um diese Verhältnisse zu überschauen, kann folgende Betrachtung angestellt werden.

Es sei G das Gewicht eines Körpers von einem beliebigen Stoffe, dessen Dichte etwa durch γ bezeichnet werden möge, und es soll mit γ_0 das specifische Gewicht der Flüssigkeit bezeichnet werden, in welcher der Körper fällt. Man hätte also, wenn Wasser als diese Flüssigkeit vorausgesetzt wird, $\gamma_0 = 1$ zu setzen. In Betreff der Form des betrachteten Körpers möge die Kugelgestalt für denselben vorausgesetzt werden, und es sei der Durchmesser in Decimetern mit d bezeichnet. Man hat dann für das Gewicht G des Körpers die Gleichung $G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma\,\mathrm{kg}$, während das Gewicht des verdrängten Wassers durch $\frac{\pi d^3}{6} \gamma_0 = \frac{\pi d^3}{6}\,\mathrm{kg}$ dargestellt ist, so daß nach Abzug des diesem Gewichte gleichen Auftriebes die auf den Körper bewegend wirkende Kraft $K = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma - 1)$ übrig bleibt. Selbstverständlich ist diese Kraft nur positiv, wenn $\gamma > 1$, d. h. der Körper schwerer ist als Wasser.

Denkt man sich, daß der Körper während des Fallens in dem Wasser in irgend einem Augenblicke eine Geschwindigkeit v angenommen habe, so setzt das umgebende Mittel in diesem Augenblicke der Bewegung des Körpers einen Widerstand entgegen, welchen man nach dem in Th. I darüber Gesagten durch $W = \zeta F \frac{v^2}{2g}$ ausdrücken kann, wenn F den Querschnitt des Körpers, d. h. hier die Projection der dem Widerstande ausgesetzten Fläche auf eine zur Bewegung senkrechte Ebene bedeutet, und wenn ζ ein Erfahrungswerth ist, der im Allgemeinen von der Gestalt der Vorderfläche des Körpers abhängt. Da dieser Widerstand W stets der treibenden Kraft K entgegenwirkt, so verbleibt als die auf Beschleunigung des Körpers wirkende Kraft diejenige

$$K - W = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma - 1) - \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g} = P.$$

Da diese Kraft auf die Masse $\frac{G}{g} = \frac{\pi d^3}{6} \frac{\gamma}{g}$ des Körpers wirkt, so ergiebt sich nach der einfachen Regel: Beschleunigung $= \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}}$ für den Körper die Beschleunigung in dem betrachteten Augenblicke zu: $p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} g - \zeta \frac{3 v^2}{4 d \gamma}$.

Diese Größe ist nicht, wie bei dem Fall im leeren Raume unveränderlich dieselbe, sondern die Beschleunigung nimmt von ihrem größten Werthe $p_0 = \frac{\gamma - 1}{\gamma} g$, den sie bei dem Beginne des Fallens hat, wenn $v = 0$ ist,

fortwährend ab, in dem Maße, wie die Geschwindigkeit v zunimmt. Setzt man $\frac{\gamma-1}{\gamma} g = \zeta \frac{3 v^2}{4 d \gamma}$, so erhält man daraus diejenige Geschwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4 d (\gamma - 1)}{3 \zeta} g}$, für welche die beschleunigende Kraft gleich Null geworden ist, und die Bewegung des Körpers muß, sobald diese Geschwindigkeit erreicht ist, eine gleichförmige bleiben, indem von diesem Augenblicke an die treibende Kraft immer genau durch den dargebotenen Widerstand im Gleichgewichte gehalten wird.

Streng genommen stellt sich dieser Zustand nie ein, indem, wie die Rechnung zeigt, erst nach einer unendlich großen Zeit der Widerstand W bis zu dem Betrage der treibenden Kraft K sich erheben kann; in Wirklichkeit aber wird in allen praktischen, hier allein in Betracht kommenden Fällen jene größtmögliche Geschwindigkeit schon nach einer sehr kurzen Zeit erreicht, welche sich nur nach Bruchtheilen einer Secunde beziffert. Es ist daher in allen hier in Betracht kommenden Fällen zulässig, die Bewegung des fallenden Körpers durchweg als eine gleichförmige mit jener Geschwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4 d (\gamma - 1)}{3 \zeta} g}$ vor sich gehende zu betrachten.

Aus der Formel für die Endgeschwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4 d (\gamma - 1)}{3 \zeta} g}$ folgt, daß diese Geschwindigkeit nicht nur von der Dichte γ, sondern auch von der Größe d des fallenden Körpers abhängt, und man erhält für zwei verschiedene Körper von den Dichten γ_1 und γ_2 und von den Durchmessern d_1 und d_2 dieselbe Geschwindigkeit v, sobald die Bedingung erfüllt ist:

$$d_1 (\gamma_1 - 1) = d_2 (\gamma_2 - 1).$$

Diese beiden Körper werden daher, wenn sie in demselben Augenblicke ihre Bewegung von derselben Horizontalebene aus beginnen, auch stets in einer und derselben Horizontalebene sich befinden, also auch zu derselben Zeit den wagerechten Boden eines Gefäßes erreichen, wenn sie in dem Wasserspiegel dieses Gefäßes in demselben Augenblicke ihre Bewegung begannen. Mit Rücksicht hierauf nennt man solche Körper gleichfällige.

Das vorstehend besprochene Verhalten der Körper bei dem Fallen im Wasser hat man im Hüttenwesen in umfangreicher Weise dazu benutzt, eine Absonderung der zerkleinerten Erze und Mineralien je nach der verschiedenen Dichte der einzelnen Theile zu bewirken, und hierdurch also eine Trennung der schweren metallischen von den leichten erdigen Bestandtheilen vorzunehmen, oder auch andererseits die leichteren Kohlen von den schwereren unverbrennlichen Schiefern abzuscheiden. Läßt man nämlich ein aus einzelnen Körnern von nahezu gleicher Größe, aber verschiedener Dichte bestehendes Gemenge,

wie es durch Zerkleinern und darauf folgendes Sieben des Erzes erhalten wurde, von einer gewissen Höhe durch Wasser hindurchfallen, so werden die einzelnen Körner nicht zu gleicher Zeit den Boden des Gefäßes erreichen, wie die Formel für die Geschwindigkeit v erkennen läßt. Nach derselben werden offenbar die Körner mit desto größerer Geschwindigkeit v sich bewegen, daher desto früher an dem Boden ankommen, je dichter das Material ist, aus welchem sie bestehen, so daß in der niedergefallenen Masse eine gewisse Schichtung nach dem specifischen Gewichte in der Art vorhanden sein wird, daß die unteren Schichten aus den schwereren oder rascheren Theilen bestehen, während die leichteren oder flaueren Theile die oberen Schichten bilden. Man hat daher, wenn man die einzelnen Schichten getrennt abhebt, ein Mittel, eine Absonderung nach dem Stoffe, eine sogenannte Sortirung, zu bewirken. Die Bedingung hierfür ist in der möglichst gleichen Größe der behandelten Körner zu erkennen, welche man durch die im Vorhergegangenen besprochenen Rätter und sonstigen Siebe erreicht; diese letztere Sonderung nach der Größe pflegt der Hüttenmann wohl als Classirung zu bezeichnen im Gegensatz zu der hier besprochenen Sortirung, d. h. der Trennung nach der Dichte oder nach der Substanz. Der hier angedeutete Vorgang der Aufbereitung läßt sich daher als ein Sortiren nach vorheriger Classirung bezeichnen.

Man kann aber auch die entgegengesetzte Aufeinanderfolge eines vorhergehenden Sortirens und darauf folgenden Classirens wählen, wie sich leicht aus dem Folgenden ergiebt. Wenn man die zerkleinerten Körner, ohne sie vorher einer Sonderung durch Siebwerke zu unterwerfen, in Wasser fallen läßt, so lagern sich diese Körner nach dem Vorangegangenen derartig in Schichten über einander ab, daß jede solche Schicht lauter gleichfällige Körper enthält. Diese in einer solchen Schicht enthaltenen Körper sind nun zwar weder hinsichtlich ihrer Größe d noch in Bezug auf ihre Dichte γ übereinstimmend, aber jedenfalls sind die dichteren Körper darin von geringerer Größe, während die weniger dichten größere Durchmesser haben, wie dies aus der Bedingung der Gleichfälligkeit $d_1 (\gamma_1 - 1) = d_2 (\gamma_2 - 1)$ oder $d_1 : d_2 = \gamma_2 - 1 : \gamma_1 - 1$ hervorgeht. Wenn man daher die so erhaltenen gleichfälligen Körper durch Siebe oder durch ein anderes demselben Zwecke dienendes Mittel nach der Größe einer Sonderung unterwirft, so wird man in den größeren Körnern die weniger dichten und in den feineren die dichteren Stoffe erhalten; in diesem Falle ist daher die Sonderung durch eine Classirung nach vorhergegangener Sortirung erzielt worden. Man macht von diesem Mittel insbesondere Gebrauch, wenn es sich um die Aufbereitung feiner Mehle handelt, da eine Classirung derselben durch Siebe mit großen Schwierigkeiten verbunden ist, welche um so größer zu sein pflegen, je feiner das Korn ist, während in dem sortirten Mehle durch

die Wirkung eines dünnen Wasserstromes mit verhältnißmäßiger Leichtigkeit die größeren weniger dichten Körner von den kleineren und dichteren getrennt werden können. Ein näheres Eingehen auf die bei der Aufbereitung in Betracht kommenden Verhältnisse ist hier weder erforderlich noch beabsichtigt, es können hier nur die für das Verständniß der dabei verwendeten Maschinen maßgebenden Verhältnisse in Betracht gezogen werden, hinsichtlich einer gründlicheren Behandlung des Gegenstandes muß auf die über das Aufbereitungswesen handelnden Werke verwiesen werden.

Man erreicht denselben Zweck einer Absonderung von Körnern verschiedener Größe und Dichte nach ihrer Gleichfälligkeit auch dadurch, daß man auf den in Ruhe befindlichen Körper einen senkrecht aufsteigenden Wasserstrom wirken läßt. Denkt man sich, um dies einzusehen, etwa einen kugelförmigen Körper von dem Gewichte G, dem Durchmesser d und der Dichte γ an einem Faden aufgehängt, so wird dieser Faden, vorausgesetzt, daß der Körper in ruhendes Wasser taucht, mit einer Kraft

$$K = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma - 1)$$

gespannt sein, welche gerade so groß ist, wie diejenige, welche nach dem Vorhergegangenen auf den Körper bei dem Fallen im Wasser treibend wirkt. Wenn nun das Wasser nicht in Ruhe ist, sondern mit einer gewissen Geschwindigkeit v sich senkrecht aufwärts bewegt, so wird dieses Wasser auf den Körper einen Druck $W = \zeta F \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g}$ ausüben, welcher dem Widerstande des Wassers bei dem Fallen ebenfalls gleich ist. Durch diesen Druck wird eine entsprechende Entlastung des Fadens herbeigeführt, und die Fadenspannung wird gleich Null, wenn die Bedingung erfüllt ist

$$\frac{\pi d^3}{6} (\gamma - 1) = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g}, \text{ oder } \frac{d}{3} (\gamma - 1) = \zeta \frac{v^2}{4g}.$$

Wenn daher die Geschwindigkeit des aufsteigenden Wassers den Werth $v = \sqrt{\frac{4d(\gamma - 1)}{3\zeta} g}$ annimmt, so wird der Körper schwebend erhalten, während eine Steigerung der Geschwindigkeit den Körper nach oben entführt, der bei einer kleineren Geschwindigkeit fallen muß. Die Geschwindigkeit, welche das Wasser haben muß, um den Körper in der sogenannten fallenden Schwebe zu erhalten, stimmt daher genau mit derjenigen Fallgeschwindigkeit überein, die derselbe Körper im Wasser annimmt, und es folgt daraus, daß alle gleichfälligen Körper, für welche der Ausdruck $d(\gamma - 1)$ einen übereinstimmenden Werth hat, auch dieselbe Wassergeschwindigkeit erfordern, um in fallende Schwebe versetzt zu werden. Hieraus folgt weiter, daß man für das Schweben ganz ähnliche

Betrachtungen anstellen kann, wie vorstehend für das Fallen geschehen. Denkt man sich nämlich auf ein Gemenge verschieden großer und verschieden dichter Körner einen Wasserstrom senkrecht aufwärts mit der Geschwindigkeit v wirkend, so werden alle diejenigen Körner in Schwebe versetzt, für welche die Geschwindigkeit v die Fallgeschwindigkeit im Wasser vorstellt, während alle Körper in Ruhe verharren, denen eine größere Fallgeschwindigkeit im Wasser zukommt, und andererseits ein Fortführen aller derjenigen Körper stattfinden muß, deren Fallgeschwindigkeit im Wasser eine geringere ist. Man kann also auch durch den aufsteigenden Wasserstrom eine Absonderung nach der Gleichfälligkeit vornehmen in derselben Weise, wie durch den Fall im Wasser, und es gelten die oben für das Fallen der Körper gemachten Bemerkungen der Hauptsache nach auch für das Heben derselben durch den Wasserstrom. Die in den Aufbereitungsanlagen der Hüttenwerke in Verwendung kommenden Maschinen beruhen hauptsächlich auf der Wirkung aufsteigender Wasserströme, und es mögen die Hauptvertreter dieser Maschinen im Folgenden näher besprochen werden.

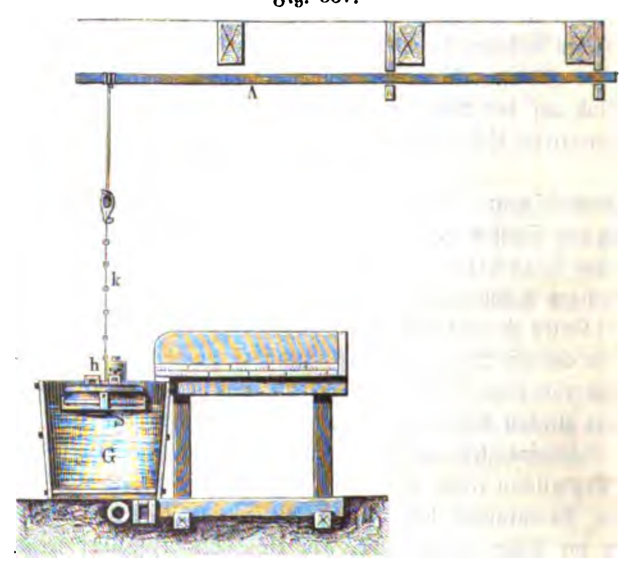
§. 107.

Setzmaschinen. Die einfachste Vorrichtung, mittelst deren eine Absonderung von Stoffen nach ihrer Gleichfälligkeit vorgenommen werden kann, ist das Stauchsieb. Dasselbe besteht aus einem durch einen kreisrunden oder viereckigen Rahmen umschlossenen Siebe S, Fig. 357 (a. f. S.), welches durch zwei Ketten oder Hängestangen k an einem federnden Arme A aufgehängt ist, und in ein mit Wasser gefülltes Gefäß G eintaucht. Bringt man auf dieses Sieb eine etwa 60 bis 80 mm dicke Schicht zerkleinerten Erzes, das aus nahezu gleichen Körnern besteht, und bewegt man das Sieb mit einer gewissen Geschwindigkeit abwärts, wozu die Handhaben h dienen können, so sind die Erztheilchen einem Fallen im Wasser ausgesetzt, welches in der im vorherigen Paragraphen besprochenen Weise eine derartige schichtenweise Lagerung zur Folge haben muß, daß die dichteren Körner wegen ihres schnelleren Fallens die unterste Schicht bilden. Diese Sonderung wird zwar durch ein einmaliges Eintauchen oder Stauchen nur unvollständig erreicht werden; wenn man jedoch den beschriebenen Vorgang hinreichend oft wiederholt, indem man das Sieb in eine passende auf- und abschwingende Bewegung setzt, so findet die gedachte Absonderung in hinreichendem Maße statt, um durch Abheben des Stoffes in einzelnen Schichten die beabsichtigte Trennung der metallhaltigen schweren Theile von den leichteren unschmelzwürdigen bewirken zu können.

Die Größe der Stauchung ist hierbei meist nur gering und schwankt zwischen 50 mm bei den gröberen Kornclassen und 25 mm bei feineren Massen; die Anzahl der Stauchungen in der Minute kann dem entsprechend bei Handbetrieb zwischen 80 und 120 angenommen werden. Die Ge-

schwindigkeit, mit welcher das Sieb abwärts bewegt wird, muß jedenfalls so groß sein, daß die auf ihm ruhenden Massen thatsächlich dem vorausgesetzten freien Fallen im Wasser unterliegen, d. h. es muß das Sieb den Massen voraneilen, oder seine Geschwindigkeit muß die Fallgeschwindigkeit der dichtesten oder raschesten Körner im Wasser mindestens erreichen. In der Regel ist der Zweck der Absonderung in genügendem Maße in kurzer Zeit erreicht, welche übrigens um so größer ausfällt, je feiner die behandelten Körner sind. Man kann für gröbere Graupen etwa 0,5 Minuten rechnen, während bei feinerem Griese die Zeit 1 bis 1,25 Minuten beträgt. Hierauf wird durch Abnahme der oberen Schicht, des sogenannten **Abhubes**, das

Fig. 357.

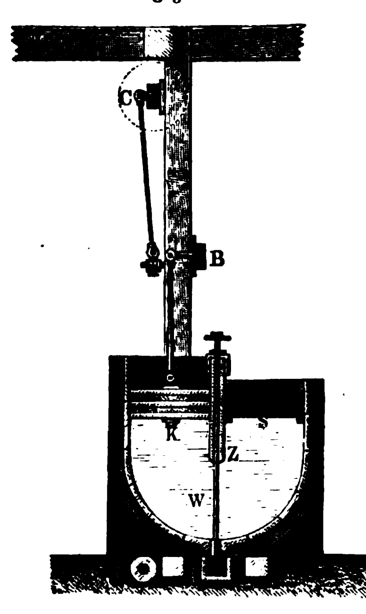


dichtere Gut in der unteren Schicht als sogenanntes **Setzerz** gewonnen. Den hier gedachten Vorgang nennt man das **Setzen** (Siebsetzen), und die Maschinen, welche als Ersatz des hier beschriebenen Handsiebes verwendet werden, heißen **Setzmaschinen**.

Bei den Setzmaschinen pflegt man nun die zu sondernde Masse nicht, wie bei dem Handsiebe beschrieben, einem Fallen zu unterwerfen, sondern man ordnet dieselbe auf einem **ruhenden** Siebe an, und läßt das Wasser in einzelnen kurzen Strömen von unten gegen die Masse treten, wodurch, wie im vorigen Paragraphen ausführlich angegeben wurde, im Wesentlichen derselbe Zweck erreicht wird. Die einfachste Einrichtung dieser Art ist das **hydraulische Setzsieb**, von welchem Fig. 358 eine Anschauung giebt. Das zur Aufnahme des Setzgutes dienende Sieb S bildet hier den oberen

Abschluß der einen Abtheilung eines durch die Scheidewand Z in zwei Abtheilungen getrennten Wasserbehälters W, in dessen anderer Abtheilung der Kolben K eine auf- und abgehende Bewegung annehmen kann. Dieser Kolben, welcher dem Grundrisse des Wasserbehälters entsprechend in rechteckiger Form ausgeführt ist, erhält seine schwingende Bewegung in der aus der Figur ersichtlichen Weise von einer Kurbelwelle C aus durch Vermittelung der Zwischenwelle B und der auf derselben befindlichen Hebel. Diese Anordnung gestattet eine leichte Veränderung der Hubhöhe durch Verschiebung des Angriffspunktes der Kurbelstange auf dem betreffenden Hebelarme.

Fig. 358.



Wenn durch diese Mittel der Kolben K abwärts bewegt wird, so tritt das Wasser durch die Oeffnungen des Siebes gegen die darauf befindliche Masse und erhebt die Theilchen um so höher, je geringer deren Dichtigkeit ist. Geht hierauf der Kolben wieder empor, so tritt auch das Wasser wieder durch das Sieb zurück und die erhobenen Theilchen fallen herab. Da hierbei die leichteren Theilchen langsamer und von einer größeren Höhe herabfallen, als die dichteren und nur wenig gehobenen, so wird hierdurch die Abscheidung der leichteren Theile in den oberen Schichten nur begünstigt. Daß der Kolben hierbei nicht mit gleichmäßiger Geschwindigkeit, sondern in der dem Gesetze der Kurbelbewegung entsprechenden Art mit einer von Null beginnenden und wieder bis auf Null abnehmenden Geschwindigkeit in den Todtpunkten der Kurbel bewegt wird, ist für die Wirkung des Setzens von untergeordneter Bedeutung, dagegen für den Betrieb der Maschine wegen des Wegfalles der Stöße in den Bewegungswechseln vortheilhaft. In gewissem Maße kann die Rückbewegung des Wassers durch das Sieb bei dem Aufsteigen des Kolbens störend wirken, insofern durch diese abwärts gerichtete Bewegung des Wassers das gleichförmige Niederfallen der Massen, auf welchem der ganze Vorgang bei dem Siebsetzen beruht, mehr oder minder beeinträchtigt werden kann. Hieraus erklärt es sich, warum man, um diesem Umstande Rechnung zu tragen, die Bewegung des Kolbens wohl auch durch solche Getriebe vorgenommen hat, welche den

Niedergang schneller als den Aufgang bewirken, und es ist hierzu unter anderen Mitteln beispielsweise die aus Th. III, 1 bekannte oscillirende Kurbelschleife verwendet worden, deren Wirkungsweise an der gedachten Stelle näher besprochen wurde.

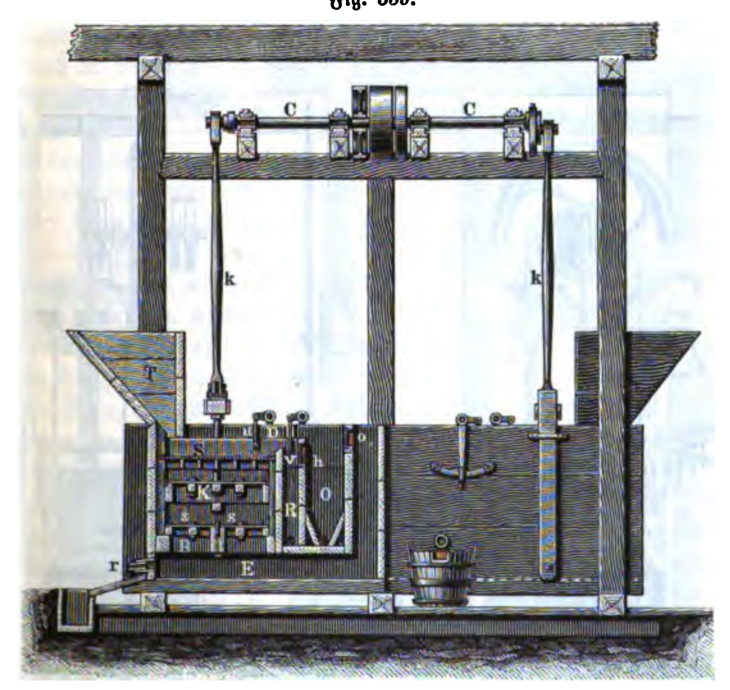
Der gedachte Uebelstand läßt sich dadurch gänzlich beseitigen, daß man das durch das Sieb und das Setzgut nach oben getretene Wasser überhaupt nicht wieder durch das Sieb zurückführt, sondern ihm den Abgang über die Oberkante des Setzkastens gestattet. Dabei kann man, um den hiermit verbundenen großen Verbrauch an Wasser zu umgehen, das abfließende Wasser stets von Neuem in den Setzkasten führen, so daß dasselbe Wasser unausgesetzt zur Wirkung kommt. Um dies zu erreichen, hat man nur eine solche Einrichtung zu treffen, vermöge deren der Kolben als Pumpenkolben wirkt, und man bezeichnet die in der gedachten Art eingerichteten Maschinen daher mit dem Namen Setzpumpen.

In Fig. 359 ist die Anordnung von zwei solchen Setzpumpen angegeben, welche in demselben Gestelle neben einander angebracht sind und deren Kolben die Bewegung durch die Kurbelwellen C empfangen. Man erkennt aus der Figur, daß unter dem Setzsieb S jeder Pumpe in dem prismatischen Setzkasten ein viereckiger Kolben K durch zwei seitlich angebrachte Kolbenstangen von der Kurbelstange k aus die auf- und niedergehende Bewegung erhält. Dieser Kolben ist mit mehreren nach oben aufschlagenden Ventilklappen versehen, während ähnliche als Saugventile wirkende Klappen in einem unter dem Kolben befindlichen festen Bodenstücke B angebracht sind. Es geht aus der Einrichtung hervor, daß bei dem Aufsteigen des Kolbens das über demselben befindliche Wasser durch das Setzsieb hindurch nach oben gedrückt wird, während gleichzeitig durch die geöffneten Saugklappen s Wasser aus dem Behälter E tritt, so daß der Raum unter dem Kolben wie bei jeder Saugpumpe stets mit Wasser gefüllt bleibt. Das durch das Setzgut hindurchgepreßte Wasser fließt durch die Oeffnung o in der Wand des Setzkastens über und gelangt nach den Saugventilen zurück, so daß immer mit demselben Wasser gearbeitet wird. Durch diese Bewegung des Wassers wird gleichzeitig eine stetige Beförderung des auf dem Siebe befindlichen Gutes in der Richtung nach o hin bewirkt, und man benutzt diese Bewegung dazu, diese Maschine in der Art selbstthätig zu machen, daß eine ununterbrochene Abführung des Setzgutes erfolgt. Um hierbei eine Scheidung der unteren schweren Schicht von dem oben befindlichen leichten Abhube zu ermöglichen, sind in dem Setzkasten die beiden durch Hebel genau einstellbaren Schieber u und v angeordnet, welche so eingestellt werden, daß das unten befindliche gute Setzerz unter u hindurch und über die Oberkante von v hinweg in den Raum R fällt, während der Abhub über den Schieber u und die anstoßende Blechdecke D nach O gelangt. Durch

den Aufgebetrichter T wird in dem erforderlichen Maße neues Setzgut ununterbrochen zugeführt. Das durch das Sieb hindurchfallende Gut kann zeitweise durch die für gewöhnlich verschlossene Oeffnung r entfernt werden, für das mit dem Setzerze und dem Abhube verloren gehende Wasser ist natürlich durch entsprechenden Zufluß Ersatz zu schaffen.

Der Kolben macht bei dieser Maschine in der Minute 50 bis 55 Spiele bei einer Hubhöhe von 20 bis 25 mm, und man kann nach Rittinger bei

Fig. 359.

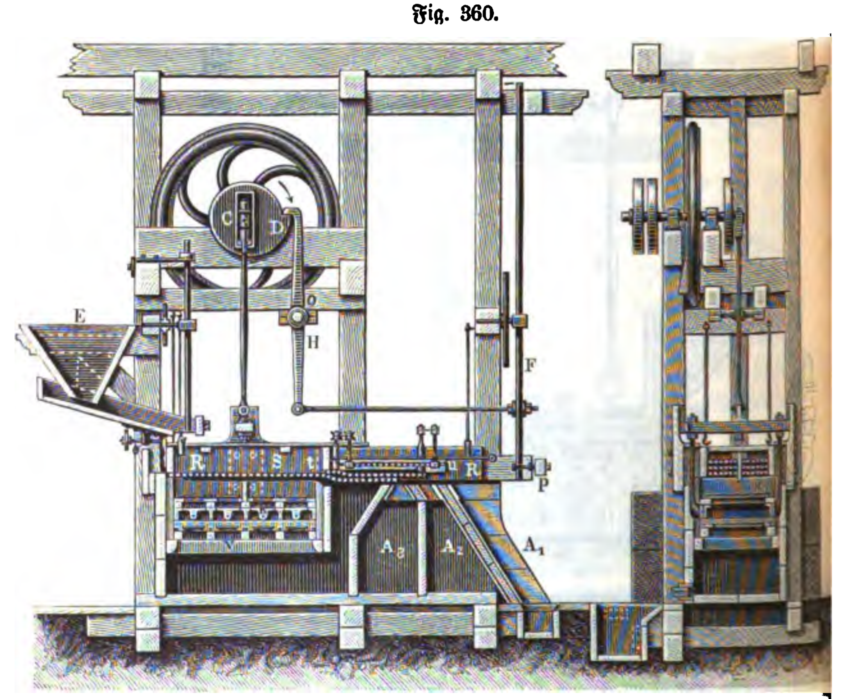


einer Breite des Siebes von 0,6 m in der Stunde ein Aufbringen von 1,5 bis 2,5 cbm für jede Pumpe rechnen.

Von dieser Setzpumpe unterscheidet sich der sogenannte Setzherd dadurch, daß bei demselben das Sieb in einem besonderen Rahmen untergebracht ist, welchem eine Rüttelung mit Prallbewegung ertheilt wird, zu dem Zwecke, um hierdurch eine Bewegung des Setzgutes entlang dem Siebe zu erzielen. Die Fig. 360 (a. f. S.), welche einen solchen Setzherd vorstellt, bedarf nach dem Vorhergegangenen nur weniger Worte der Erläuterung. Auch hier wird der zwischen dem Siebe S und den Saugventilen v befindliche Ventilkolben K durch die in ihrer Länge veränderliche Kurbel C bewegt, während das in dem Rahmen R angebrachte Sieb mittelst des um O drehbaren

Hebels H eine schwingende Bewegung in seiner wagerechten Ebene erhält. Diese Bewegung erfolgt derart, daß durch den auf der Kurbelwelle befindlichen Daumen D eine langsame Verschiebung des Siebrahmens nach dem Eintragrumpfe E hin bewirkt wird, worauf durch die Kraft der hierbei gespannten Feder F ein Zurückschnellen des Siebrahmens folgt, sobald der Ansatz des Daumens den Hebel H frei giebt. Diese Bewegung des Siebrahmens nach rechts findet ihre Begrenzung durch den Prallklotz p, gegen welchen der Rahmen trifft, womit jedesmal eine geringe Verschiebung der

Fig. 360.



auf dem Siebe befindlichen Masse verbunden ist. Bei dieser Maschine sind zwei in ihrer Höhenlage genau stellbare Theiler t und u angebracht, welche außer dem über u hinweg gelangenden Abhube, der nach A_1 fällt, zwei verschiedene Sorten Setzerz ergeben, von denen natürlich das in der untersten Schicht befindliche und in A_3 sich ansammelnde schwerer ist, als das der mittleren zwischen den beiden Scheidern hindurchtretenden Schicht, welches sich in A_2 ansammelt.

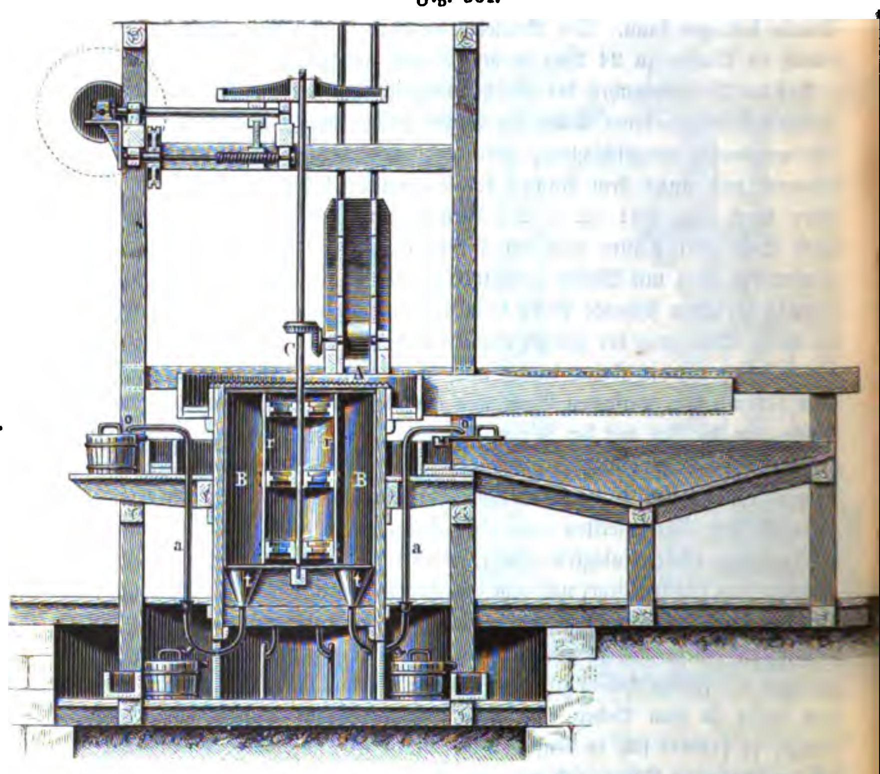
Die Länge des Siebes soll man, um einen hinreichend langen Aufenthalt des Setzgutes darauf zu erzielen, nicht zu kurz, etwa gleich 0,9 m machen, die Dicke der Schicht auf dem Siebe beträgt zwischen 70 und 100 mm, die Zahl

der Kolbenhübe und Rahmenspiele etwa 60 in der Minute. Nach unserer Quelle eignet sich der Setzherd besonders für gröberes Gut von 16 bis 4 mm Korngröße, während bei feinerem Gut die Lage so dünn gehalten werden muß, daß dieselbe leicht von dem Wasser ungleichmäßig durchbrochen wird, womit Störungen in dem Austragen verbunden sind. Die Leistung des Setzherdes steht in Betreff der Güte hinter derjenigen der Setzpumpe, doch übertrifft sie die letztere in Bezug auf die Menge des zu verarbeitenden Setzgutes, welches für eine Siebbreite von 0,4 m zu 1 bis 1,2 cbm in der Stunde betragen kann. Die Betriebskraft wird zu 0,5 Pfkft. und der Verbrauch an Wasser zu 24 Liter in der Minute angegeben.

Auf der Verschiedenheit der Geschwindigkeit, mit welcher Körper gleicher Größe und verschiedener Dichte im Wasser fallen, beruht auch eine im Aufbereitungswesen vorgeschlagene, aber wohl nur wenig zur Anwendung gekommene und unter dem Namen des Setzrades bekannte Maschine. In dieser durch Fig. 361 (a. f. S.) dargestellten Maschine fallen die zuvor durch Siebe oder Rätter nach der Größe classirten Körner bei A in das cylindrische, ganz mit Wasser gefüllte Gefäß B, in welchem die mit radialen Flügeln versehene stehende Welle C in gleichmäßige Umdrehung versetzt wird. An dieser Bewegung der Flügel nimmt auch das zwischen denselben befindliche Wasser und in Folge davon auch die einfallende Masse theil, so daß jedes Korn einer zweifachen Bewegung ausgesetzt ist, einer wagerechten im Kreise um die Axe mit der seinem Abstande von dieser Axe entsprechenden gleichmäßigen Geschwindigkeit, und einer senkrechten Bewegung, welche mit der dem betreffenden Korne zugehörigen Fallgeschwindigkeit im Wasser erfolgt. Da nach dem Vorbemerkten auch diese Fallbewegung mit einer bestimmten gleichmäßigen Geschwindigkeit erfolgt, so wird jedes Korn den Zwischenraum zwischen dem Wasserspiegel und dem Gefäßboden in einer gewissen Schraubenlinie durchlaufen. Es ist hieraus ersichtlich, daß dabei die wagerechte Bewegung in einem um so größeren Winkelbetrage um die Axe stattfindet, je geringer die Fallgeschwindigkeit, also je größer die Fallzeit ist, und wenn man daher in dem Boden eine Anzahl entsprechender Abfalltrichter t anbringt, so sondert sich in denselben die Masse nach ihrer Dichte ab, derart, daß die raschesten Körner sich am wenigsten weit von dem durch die Eintragstelle gelegten Lothe entfernt haben. Die in diesen Trichtern sich ansammelnden Massen werden durch die nach oben gebogenen Austragröhren a entfernt, indem nämlich die Mündungen o dieser Röhren um etwa 0,3 bis 0,4 m unter dem Wasserspiegel des Gefäßes gelegen sind, eine Höhe, welche genügend ist, um das Wasser mit einer Geschwindigkeit durch die Röhren zu treiben, die zur Fortbewegung der Massen ausreichend ist. Das gleichzeitig mit der Masse aus den Austragröhren abfließende Wasser ist natürlich stetig zu ersetzen, wobei man durch Anwendung einer geeigneten Hebevor-

richtung, etwa eines Schöpfrades, ein und dasselbe Wasser wiederholt zur Verwendung bringen kann. Der von dem Wasser eingenommene Raum erhält durch die Einsetzung des mit der Axe verbundenen Rohres *r*, an welchem die Flügel befestigt sind, die Form eines cylindrischen Ringes von geringer radialer Weite, denn da in Folge der Fliehkraft die Massen sich doch schnell nach außen bewegen, so wird die besprochene Wirkung auch nur in der Nähe des äußeren Mantels von *B* stattfinden können.

Fig. 361.



Für die gehörige Wirksamkeit dieser Maschine ist die Umdrehungsgeschwindigkeit der das Wasser bewegenden Flügel von hervorragender Bedeutung. Bei einer zu geringen Geschwindigkeit würden die wagerechten Wege der verschieden dichten Körner zu wenig von einander verschieden sein, um eine scharfe Trennung zu ermöglichen, während eine zu große Umdrehungsgeschwindigkeit zur Folge haben könnte, daß die langsamer fallenden Körner mehr als eine ganze Umdrehung um die Axe machten, wobei die beabsichtigte Wirkung offenbar nicht erreicht würde. Man wird daher für

derartige Maschinen die Bedingung zu stellen haben, daß die am langsamsten fallenden Körner während ihres Fallens durch die Höhe des Gefäßes höchstens einem Umgange um die Axe ausgesetzt sein dürfen. Hieraus folgt eine um so größere Umdrehungszeit der Axe, je größer die Fallhöhe in dem Gefäße gewählt wird, und je langsamer die zu sortirenden Stoffe fallen, dagegen ist der Abstand von der Axe, in welchem die Masse niederfällt, ohne Einfluß auf die Umdrehungszahl der Axe. Bezeichnet man die Höhe des Wasserspiegels im Gefäße über dem Boden desselben mit h und ist v die Geschwindigkeit, mit welcher das matteste der zu sortirenden Körner im Wasser fällt, so ergiebt sich für dasselbe die Fallzeit zu $\frac{h}{v}$ Secunden und daher die Anzahl von Umdrehungen für die Axe in der Minute zu höchstens $\frac{60 . v}{h}$.

Die von Rittinger in dieser Hinsicht durchgeführte Rechnung ergiebt beispielsweise für eine Höhe des Gefäßes von $h = 1$ m, und unter der Voraussetzung, daß die zu sortirenden Stoffe aus Bleiglanz von der Dichte gleich 7 und aus Quarz von der Dichte gleich 2,5 bestehen, eine Umdrehungszahl der Axe, welche nach einander durch 21 — 11 — 6 und 2,7 ausgedrückt ist, wenn die Sieböffnungen, durch welche die zu sortirenden Massen hindurchgegangen sind, beziehungsweise 16 — 4 — 1 und 0,25 m weit sind.

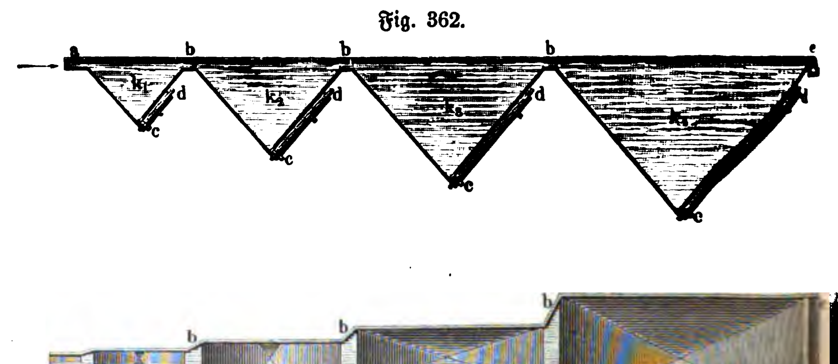
Spitzkästen. Die in den vorstehenden Paragraphen besprochenen Setzmaschinen bringen eine Absonderung der zuvor classirten, d. h. durch Siebe nach ihrer Größe abgeschiedenen Stoffe je nach ihrer verschiedenen Dichte hervor; man kann aber auch die Absonderung in der entgegengesetzten Aufeinanderfolge der Abscheidungen derart nämlich vornehmen, daß man die Stoffe zuerst nach ihrer Gleichfälligkeit trennt, und hierauf eine Scheidung nach der Größe folgen läßt, wie bereits in §. 106 angedeutet wurde. Dieses Verfahren findet im Aufbereitungswesen namentlich zum Scheiden der Mehle statt, indem hierbei die Verwendung von Sieben überhaupt nicht gut angängig ist, insofern es schwer oder selbst unmöglich ist, die feinen im Wasser enthaltenen Mehle in einer dünnen Schicht gleichmäßig auf den Sieben auszubreiten. Aus diesem Grunde ist hierbei eine Trennung unter Ausschluß von Sieben vorzunehmen, zu welchem Zwecke man zunächst eine Sortirung der gepulverten Massen nach ihrer Gleichfälligkeit mit Hülfe eines Wasserstroms bewirkt. Die zu diesem Zwecke angewandten Vorrichtungen sind entweder Spitzkästen, oder Spitzlutten, oder Mehlrinnen. §. 108.

Wenn man die zu sortirenden Mehle in hinreichend viel Wasser angerührt als sogenannte Trübe durch mehrere hinter einander aufgestellte rinnenförmige Kästen fließen läßt, deren Querschnitte stufenweise zunehmen, so daß

die Geschwindigkeit des hindurchtretenden Trübestromes entsprechend abnimmt, so setzen sich in diesen Kästen die in der Trübe enthaltenen festen Körper nach ihrer Gleichfälligkeit ab, und zwar derart, daß in dem Kasten, welchem die größte Geschwindigkeit des Trübestroms zukommt, nur die schwersten oder raschesten Sorten zu Boden sinken, während die leichteren oder flaueren Sorten bei der daselbst herrschenden Geschwindigkeit der Trübe den folgenden Kästen zugeführt werden.

Die Einrichtung eines solchen unter dem Namen Spitzkasten bekannten Apparates ist aus Fig. 362 im Längsschnitt und Grundriß ersichtlich, und man erkennt hieraus, wie die bei a eingeführte Trübe nach einander die vier Behälter k_1, k_2, k_3, k_4 durchfließt, deren Querschnitt, wie aus dem Grundrisse ersichtlich ist, stufenweise zunimmt, und welche durch die sich allmählich er-

Fig. 362.

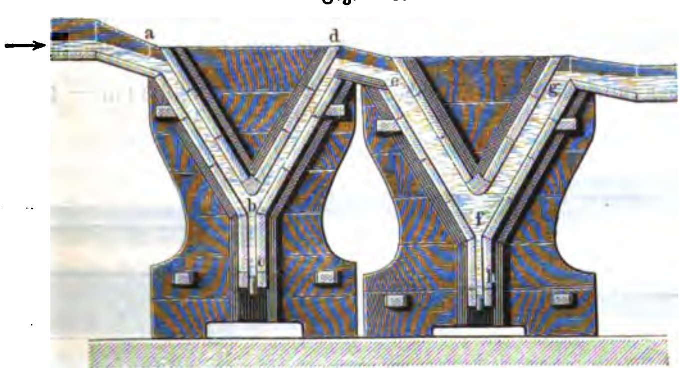


weiternden Rinnen b mit einander in Verbindung gebracht sind. Da die Böden dieser Behälter als vierseitige Pyramiden ausgeführt sind, so ist hierdurch die Möglichkeit gegeben, die sich absetzenden Stoffe unausgesetzt durch kleine Oeffnungen c in den Spitzen dieser Böden abzuführen, so daß auf diese Weise ein continuirlicher Betrieb des Apparates erzielt wird. Die von den hältigen Erztheilchen befreite Trübe wird bei e über die Wand des letzten Kastens k_4 geschlagen und durch eine Rinne in die wilde Fluth geleitet. Damit die aus den Oeffnungen c austretende Masse nicht mit der großen, der ganzen Tiefe dieser Oeffnungen unter dem Spiegel der Flüssigkeit entsprechenden Geschwindigkeit austrete, wodurch ein sehr geringer, dem Versetzen leicht unterworfener Querschnitt dieser Oeffnungen bedingt werden würde, sind an die Oeffnungen die aufsteigenden Ansatzröhren cd angesetzt, welche den Austritt bei d entsprechend der mäßigen Druckhöhe erfolgen lassen, wie sie durch die Tiefe der Ausmündung unter der Oberfläche der Flüssigkeit

gegeben ist. Diese Tiefe wird man um so größer anzunehmen haben, je gröber das Korn des abzuführenden Mehles ist, und man soll nach Rittinger diese Tiefe bei dem ersten Kasten, in welchem das Mehl am raschesten zu Boden sinkt, zu 0,9 bis 1,2 m annehmen, während für den Schlammkasten k_4 eine Druckhöhe von 0,6 bis 0,75 m genügt. Die Breiten der auf einander folgenden Kästen, deren Zahl in der Regel vier nicht übersteigen wird, sollen nach derselben Quelle wie die Zahlen 1, 2, 4, 8 sich verhalten, und zwar genügt eine Breite des ersten Kastens von 0,1 Fuß = 30 mm für je 1 Cubikfuß = 0,03 cbm in der Minute zuzuführender Trübe. Für die Längen der einzelnen Kästen sollen die Zahlen 6, 9, 12 und 15 Fuß oder 1,8, 2,7, 3,6 und 4,5 m passend sein.

In anderer Art wird die Sortirung nach der Gleichfälligkeit in den sogenannten Spitzluttenapparaten bewirkt, indem in denselben der Trübe

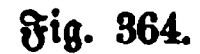
Fig. 363.

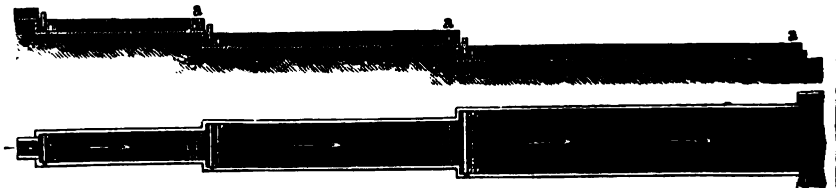


eine aufsteigende Bewegung mit stufenweise abnehmender Geschwindigkeit ertheilt wird. Nach den in §. 106 über die sogenannte fallende Schwebe gemachten Bemerkungen wird in Folge einer solchen aufsteigenden Bewegung des Stroms ein Theilchen von demselben mitgenommen, sobald die Geschwindigkeit größer ist, als die Fallgeschwindigkeit, welche dieses Theilchen im Wasser annimmt, während alle schwereren Theilchen, denen eine größere Fallgeschwindigkeit zukommt, zu Boden fallen. Wenn man daher die Trübe durch abwechselnd auf- und absteigende Canäle oder Lutten von stufenweise größeren Querschnitten hindurchleitet, so werden die verschiedenen Mehlsorten sich nach ihrer Gleichfälligkeit in den tiefsten Punkten dieser Canäle ansammeln, von welchen Stellen sie in ähnlicher Art, wie bei dem vorbesprochenen Spitzkastenapparate durch Austragöffnungen abgezogen werden können.

In Fig. 363 sind zwei solche auf einander folgende Spitzlutten dargestellt, woraus man ersieht, wie die bei a eingeführte Trübe durch den ab-

steigenden Schenkel *ab* hindurch nach dem Schenkel *bd* gelangt, wobei sie eine Geschwindigkeit hat, die von der Menge der in der Zeiteinheit hinzugeführten Trübe und dem Querschnitte der Leitung *abd* abhängig ist, und welche so zu bestimmen ist, daß die rascheste Sorte des Mehls sich in der Abfallröhre *bc* absondert, durch deren Spund *c* sie abgezogen werden kann. Die durch *bd* aufsteigende Trübe gelangt durch die Verbindungsrinne *de* nach der zweiten Lutte *efg*, in welcher wegen des größeren Querschnittes die Durchflußgeschwindigkeit kleiner ausfällt, in Folge wovon bei *h* ein matteres Mehl sich ansammelt, u. s. f. Die in den Lutten auftretende Geschwindigkeit stellt sich jedesmal den Querschnitten entsprechend von selbst ein, indem sich nämlich die Höhe der Flüssigkeit in dem vorderen Schenkel *ab*, *ef* gerade um so viel höher stellt, als in dem hinteren Schenkel *bd*, *fg*, wie zur Erzeugung der zugehörigen Geschwindigkeit erforderlich ist. Dieser Höhenunterschied ist bei den hier in Betracht kommenden Mehlen wegen deren kleiner Fallgeschwindigkeit immer nur gering, beispielsweise beträgt die Fallgeschwindigkeit für bleiglänzige Mehle von 0,5 mm Korngröße nur 0,29 m, entsprechend einer Fallhöhe von $\frac{0,29^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0044\,\mathrm{m} = 4,4\,\mathrm{mm}$.


Fig. 364.



Man kann endlich eine Sortirung von Mehlen nach ihrer Gleichfälligkeit auch dadurch bewirken, daß man die diese Mehle enthaltende Trübe durch eine ganz oder nahezu horizontale Rinne leitet, deren Querschnitt stufenweise zunimmt. Alsdann wird in jedem Theile dieser Rinne vermöge der daselbst auftretenden Geschwindigkeit ein Fortreißen der matteren Mehlsorten erfolgen, während die schwereren oder rascheren Sorten zu Boden fallen und von Zeit zu Zeit aus der Rinne ausgehoben werden können.

Die hierzu dienenden einfachen Mehlrinnen, von denen Fig. 364 eine Andeutung giebt, bedürfen einer aufmerksameren Bedienung, als die Spitzkästen und Spitzlutten, da sie nicht nur die Herbeiführung eines regelmäßigen Zuführens der Trübe erfordern, sondern auch eine Regulirung des Standes der Flüssigkeit in den einzelnen Abtheilungen nöthig machen. Da nämlich die sich auf dem Boden der Rinne ablagernden Mehle nicht sogleich entfernt werden, so erhöht sich allmählich dieser Boden, und es würde die hierdurch veranlaßte Querschnittsverengung eine Vergrößerung der Durchflußgeschwin-

digkeit zur Folge haben, so daß gröbere Theile durch den Strom mitgerissen würden, wenn man nicht durch Einlegen kleiner Ueberfallleistchen bei *a, a* für eine entsprechende Hebung des Spiegels der Flüssigkeit sorgte. Durch diese Erhebung der Flüssigkeit wird aber wiederum eine sprungweise Verringerung der Durchflußgeschwindigkeit veranlaßt, der zufolge sich nun auch mattere Mehlsorten ablagern, und es ergiebt sich hieraus, warum Mehlrinnen trotz aufmerksamster Bedienung doch nicht eine so gleichmäßige Sortirung erzielen lassen, wie die beiden erstangeführten Apparate. Ein anderer Nachtheil der Mehlrinnen gegenüber den Spitzkästen und Spitzluttenapparaten besteht darin, daß man bei den letzteren den abzuziehenden Mehlsorten jederzeit denjenigen Nässegehalt ertheilen kann, welcher für die folgende Classirung auf den in den nächsten Paragraphen zu besprechenden Maschinen erforderlich ist, während die aus den Mehlrinnen ausgehobenen Mehle zu diesem Behufe einer besonderen Vermengung mit dem erforderlichen Wasser bedürfen.

Die durch die hier besprochenen Apparate erhaltenen Sorten setzen sich, wie überhaupt die gleichfälligen Körper, zusammen aus größeren und kleineren Körnern, von denen die größeren aus weniger dichtem Stoffe bestehen, während die kleineren Körner die dichtere metallhaltigere Substanz enthalten. Eine Trennung dieser letzteren Theile von der tauben Gangart würde nun zwar durch Siebe erzielt werden können, wegen der hierbei auftretenden oben angeführten Schwierigkeiten wendet man indessen anstatt der Siebe die im Folgenden zu besprechenden Maschinen an, welche die besagte Absonderung nach der Größe durch bewegtes Wasser herbeiführen.

Der Schlämmherd. Wenn man die aus den Abzugsöffnungen von Spitzkästen oder Spitzlutten abfließende Trübe in einem sehr dünnen Strome über eine schwach geneigte Fläche fließen läßt, so findet hierbei eine Absonderung der in der Trübe enthaltenen gleichfälligen Stoffe nach ihrer Dichte statt, insofern nämlich die dichteren und daher kleineren Körner sich auf der Fläche absetzen, während die weniger dichten und größeren Theile von dem Wasserstrome mitgeführt werden. Diese Wirkung ist nur dann zu erwarten, wenn einerseits die Geschwindigkeit des Trübestromes entsprechend der geringen Herdneigung eine so mäßige ist, daß die gedachten dichteren Körner nicht mitgenommen werden, und wenn andererseits die Trübe in einer sehr dünnen Schicht über die Fläche des Herdes geführt wird. Es beruht nämlich die absondernde Wirkung eines solchen sehr dünnen Flüssigkeitsstromes wesentlich darauf, daß die Geschwindigkeit unmittelbar an der festen Fläche wegen der Adhäsion an derselben eine geringere ist, als in den darüber gelegenen höheren Schichten, so daß also in Folge hiervon die größeren Körner einem stärkeren Wasserstoße ausgesetzt sind, als die kleineren und dich- §. 109.

teren. Bei einer größeren Dicke des Trübestromes würde daher auf die hier gedachte Wirkung gar nicht zu rechnen sein, es würde vielmehr, wie in den vorstehend besprochenen Mehlrinnen dabei nur eine Absonderung nach der Gleichfälligkeit herbeigeführt werden können, und man würde also mit der von den Spitzkästen oder Spitzlutten erhaltenen Trübe, da dieselbe nur lauter gleichfällige Körner enthält, eine weitere Ausscheidung nach der Dichte oder eine Classirung durch einen Strom in dicker Schicht nicht vornehmen können.

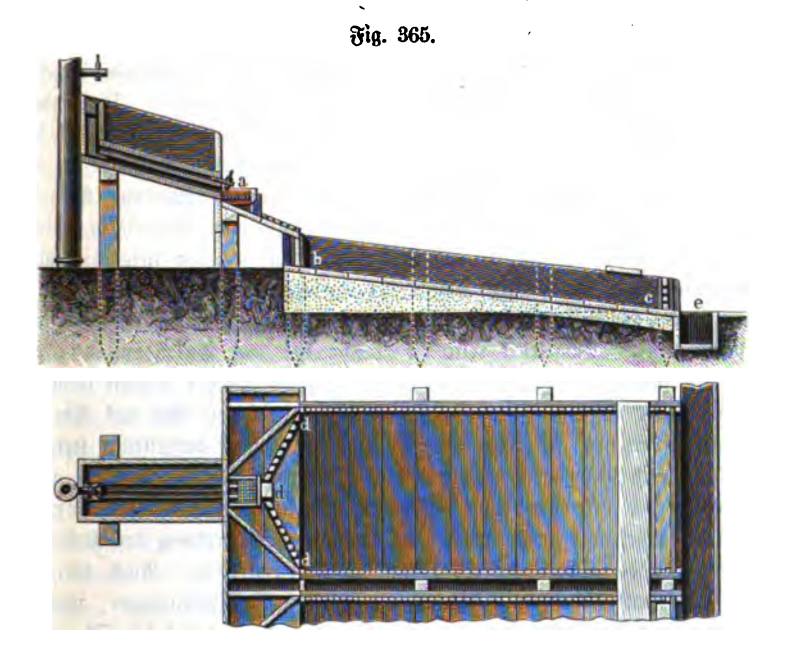
Die zu der hier gedachten Ausscheidung oder Classirung dienenden Vorrichtungen oder Herde sind entweder von solcher Einrichtung, vermöge deren man auf der Fläche des Herdes eine Ablagerung der niedergeschlagenen Stoffe oder den sogenannten Herdsatz bis zu einer bestimmten, etwa zwischen 100 und 250 mm schwankenden Dicke sich bilden läßt, bevor man eine Abräumung dieses Herdsatzes bei unterbrochener Trübezuleitung vornimmt, oder man kann auch eine Beseitigung der abgelagerten Stoffe sogleich vornehmen, sobald sich die Herdfläche mit einer nur dünnen Schicht bedeckt hat. Im letzteren Falle heißen die Herde Leerherde im Gegensatze zu den Vollherden, bei welchen man die zuerst gedachte Ansammlung eines dickeren Herdsatzes zuläßt. Während die Vollherde der Natur der Sache nach abwechselnd betrieben und abgeräumt werden, kann man dagegen bei den Leerherden ebensowohl einen intermittirenden wie auch einen continuirlichen Betrieb ermöglichen, wie sich aus den späteren Betrachtungen ergeben wird.

Die einfache Einrichtung eines Vollherdes ist durch Fig. 365 veranschaulicht, woraus man erkennt, wie die bei *a* zugeführte Trübe über die aus Brettern gebildete geneigte Herdfläche *bc* fließt, derart, daß die Flüssigkeit sich möglichst gleichmäßig über die ganze Herdbreite vertheilt. Um dies zu erreichen, sind bei *dd* in zwei gegen einander geneigten Reihen einzelne Klötzchen angebracht, durch deren Zwischenräume die Trübe hindurchtritt, um in möglichst gleichmäßiger Vertheilung über die Herdfläche zu fließen. Nach dem vorstehend Angegebenen werden sich in dem oberen Theile des Herdes die dichtesten Körper niederschlagen, während die minder dichten sich weiter nach dem Fußende hin ablagern und nur die am wenigsten dichten nicht oder nur wenig erzhaltigen Stoffe von der Flüssigkeit nach der Abzugsrinne *e* entführt werden. Da hierbei die dauernd richtige Neigung des Herdes für die beabsichtigte Wirkung von hervorragender Bedeutung ist, so hat man dafür zu sorgen, daß die Oberfläche des Herdsatzes immer parallel zu dem Herdboden verbleibe. Um dies zu erreichen, sind in der am Fußende des Herdes angebrachten Wand in mehreren Reihen über einander Abzugsöffnungen angebracht, so daß man durch den Verschluß der Oeffnungen in einer unteren Reihe durch Pfropfen den Spiegel der Trübe am unteren

Ende des Herdes entsprechend erhöhen kann. In Folge der hierdurch erreichten geringeren Geschwindigkeit der Trübe in dem unteren Theile wird die Ablagerung der Stoffe daselbst befördert, so daß man es hierdurch in der Hand hat, die Oberfläche des Herdsatzes in erforderlicher Art mit dem Herdboden parallel zu erhalten.

Um auch die für eine gute Wirkung des Herdes unerläßliche ebene Oberfläche des Herdsatzes stetig zu erhalten, ist ein Arbeiter beständig damit beschäftigt, mittelst eines an einem längeren Stiele befindlichen Brettchens bezw. einer Bürste die Oberfläche des Herdsatzes zu ebnen und das Ent-

Fig. 365.



stehen von Längsfurchen zu verhindern, wie sie durch den Trübestrom leicht veranlaßt werden. Mit dieser Operation des *Ebnens*, bei welcher das Streichbrett stets nach *dem oberen Ende hin bewegt* wird, um der hierdurch zurückgeschobenen Trübe wiederholte Gelegenheit zum Abscheiden dichterer Theile zu bieten, wird gleichzeitig eine *Befestigung* des Herdsatzes durch entsprechendes Drücken verbunden.

Ein solcher Herd hat durchschnittlich eine Länge von 3,6 m bei einer Breite von etwa 1,5 m. Die Neigung der Herdfläche ist um so größer anzunehmen, je rascher das Mehl ist und beträgt bei den gröbsten Sorten bis gegen 8 Grad, während man sie für die feinsten Mehle oder *Schmante* nur zu etwa 3 Grad annimmt. Die Menge der Trübe beträgt bei einem

Herde der angegebenen Abmessungen etwa 15 bis 20 Liter in der Minute für rasche Mehle und etwa 3 bis 4 Liter für Schmante, und man darf annehmen, daß der Gehalt an Mehl in 1 Cubikfuß = 31 Liter bei raschen Sorten 25 kg und bei Schmanten nur 5 kg beträgt. Demgemäß ist auch die Zeit sehr verschieden, welche zu einer Füllung des Herdes, wozu etwa 30 bis 40 Centner Mehl oder Schmant verschlämmt werden, erforderlich ist, indem diese Zeit zwischen drei bis vier Stunden bei raschen Mehlen und 10 bis 20 Stunden bei Schmanten schwankt.

Um die mühsame Arbeit des Ebnens der Oberfläche des Herdsatzes zu vermeiden, hat man die Schlämmherde als sogenannte Rundherde hergestellt, d. h. man hat ihnen die Form stumpfer Kegelflächen mit verticaler Axe gegeben, auf welchen das Ebnen des Herdsatzes durch rotirende Streichbrettchen bewirkt wird, so daß die Handarbeit hierbei fortfällt. Je nachdem man hierbei die Kegelfläche erhaben oder hohl gestaltet, entsteht der Kegelherd oder der Trichterherd. Bei dem ersteren wird die in der Mitte des Herdes eintretende Trübe in gleichmäßiger Vertheilung über die innere cylindrische Umfassungswand des eine ringförmige Kegelfläche bildenden Herdes geführt, von wo aus sie sich nach der äußeren tiefer liegenden Einfassung in einer dünnen Schicht herabbewegt, um hier durch Löcher zu entweichen, welche in dieser Umfassung in mehreren Reihen ringsum angebracht sind. Umgekehrt tritt die Trübe bei dem Trichterherde am äußeren Umfange hinzu, und bewegt sich in gleichförmiger Schicht nach der inneren tiefer liegenden Umfassung, welche in derselben Art mit Abzugsöffnungen versehen ist. Eine in der Axe des Kegels aufgestellte stehende Welle ist mit zwei oder vier horizontalen Armen versehen, die über die ganze Herdfläche sich erstrecken, und an welche vermittelst Ketten die Streichbretter angehängt sind, die bei der langsamen Umdrehung der stehenden Welle über die Oberfläche des Herdsatzes hinwegstreifen. Auch hier hat man durch entsprechenden Verschluß der unteren Abflußöffnungen, wie bei dem gewöhnlichen Schlämmherde dafür Sorge zu tragen, daß die Oberfläche des Herdsatzes möglichst mit der Herdsohle parallel bleibt, und man muß die besagten Streichbretter in dem Maße höher aufhängen, in welchem mit zunehmender Dicke der Ablagerung die Oberfläche des Herdsatzes sich erhöht, zu welchem Ende die Ketten, an denen die Streichbretter hängen, über kleine an den Armen der stehenden Welle angebrachte Kettenrollen gewickelt sind.

Die Wirkung eines solchen Rundherdes ist im Wesentlichen nicht verschieden von derjenigen des vorstehend besprochenen gewöhnlichen geraden Herdes, nur ist zu bemerken, daß hierbei die Dicke der herabfließenden Trübe eine Aenderung erfährt, insofern nämlich diese Dicke bei dem Kegelherde wegen der Ausbreitung nach dem Ausflußumfange hin kleiner wird, während umgekehrt bei dem Trichterherde eine Zunahme dieser Dicke nach dem Aus-

flußumfange in dem Maße auftritt, wie die Trübe zusammengedrängt wird. Da von dieser Dicke der Trübeschicht auch deren Geschwindigkeit beeinflußt wird, so muß bei dem Kegelherde eine Verminderung der Geschwindigkeit der Trübe nach dem Fuße hin stattfinden, in Folge wovon sich daselbst die minder dichten Körper in entsprechend größerer Menge ablagern werden. Bei dem Trichterherde dagegen nimmt die Geschwindigkeit der abwärts nach innen strömenden Trübe nach dem Fuße hin zu, so daß ein großer Theil der weniger dichten Körper, welche sich bei dem geraden Herde unter sonst gleichen Umständen auf der Herdsohle am Fußende ablagern, hier von der Trübe mitgeführt wird. Dieser Umstand ist aber deswegen nur von untergeordneter Bedeutung, weil die am Fußende des Herdes zur Ablagerung gelangenden Massen wegen ihres geringen Erzgehaltes doch in der Regel nicht weiter verwerthbar sind. Um indessen die Verschiedenheit der Geschwindigkeit auf dem Herde nicht zu groß werden zu lassen, pflegt man den inneren Ring thunlichst groß, etwa gleich 1,8 m, und die Herdlänge, d. h. den Abstand des äußeren und inneren Ringes, nicht größer als etwa 2,2 m zu machen.

Ein Hauptübelstand aller Rundherde, sowohl des kegelförmigen wie des trichterförmigen, besteht darin, daß die Streichbretter oder Bürsten wegen ihres einfachen Hinwegstreifens über den Herdsatz die Oberfläche des letzteren nur ebenen, den Herdsatz aber nicht befestigen können, so daß derselbe auf Rundherden locker ausfällt. Aus diesem Grunde eignen sich die Rundherde nur für raschere Mehlsorten und nicht für Schmante, da die letzteren eine Befestigung erfordern, falls ihre Oberfläche regelrecht ausfallen soll.

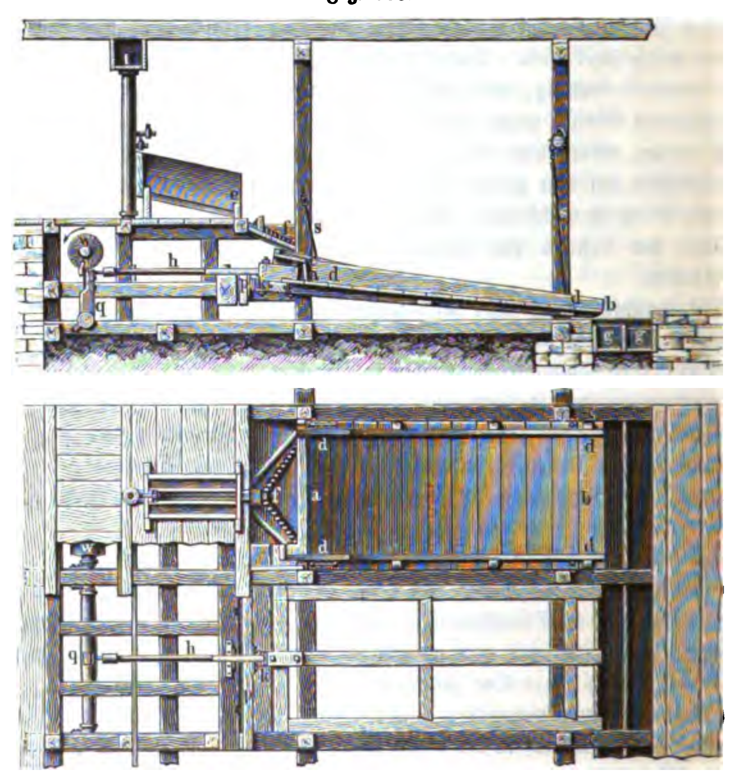
Ein solcher Rundherd erhält einen inneren Durchmesser von etwa 2 m und außen einen Durchmesser von 6 m, also eine radiale Länge von 2 m. Die Welle mit den Streichbrettern läßt man 10 Umgänge in der Minute machen, wozu nur eine geringe Betriebskraft von ungefähr 1/20 Pferdekraft erforderlich ist. Die Füllung dauert je nach der Mehlsorte zwei bis drei Stunden; wegen der längeren zum Abräumen erforderlichen Zeit können indessen täglich in der Regel nicht mehr als zwei Füllungen erzielt werden.

§. 110.

Der Stossherd. Eine selbstthätige Ebnung und Befestigung des Herdsatzes läßt sich auch dadurch erzielen, daß man dem Herde selbst eine derartige stoßende Bewegung ertheilt, daß vermöge derselben die einzelnen Theilchen des Herdsatzes fest gegen einander gepreßt werden; die hierzu dienende Einrichtung führt den Namen Stoßherd. Die Anordnung eines solchen, sowie die Betriebsart desselben ist aus der Fig. 366 (a. f. S.) ersichtlich.

Der Herd wird durch die geneigte, aus Brettern gebildete Fläche *ab* vorgestellt, welche am höher gelegenen, sogenannten Kopfende durch das Brett *ac* und seitlich durch Einfassungen *dd* begrenzt, dagegen am unteren oder Fußende nicht wie bei den vorhergehenden Herden mit einer Einfassung versehen ist. Der Herd hängt an vier Stangen *s*, von welchen die beiden das Fußende tragenden mittelst der über Rollen geführten Ketten entsprechend verkürzt werden können, so daß man es hierdurch in der Hand hat, der

Fig. 366.



Oberfläche des sich auf dem Herde bildenden Herdsatzes stets die erforderliche Neigung zu geben. Die bei *e* zugeführte Trübe fließt, durch die Theiltafel oder das sogenannte Happenbrett *f* vertheilt, gleichmäßig in dünnem Strome über den Herd hinweg, um, nachdem sie von den sich auf dem Herde absetzenden Theilen befreit ist, durch die Abflußrinnen *gg* entfernt zu werden. Zur Erzeugung der gedachten Stoßbewegung dient die Daumenwelle *w*, deren Daumen bei der durch den Pfeil angedeuteten Umdrehung die Schwinge *q* zurückdrängt, und damit auch vermittelst der Schubstange *h*

den Herd nach dem Fußende hin ausschiebt, wobei derselbe um die Aufhängestangen *s* pendelnd auf eine gewisse geringe Höhe erhoben wird. In Folge dieser Erhebung fällt der Herd, sobald der Daumen der Welle die Schwinge freigiebt, wieder zurück, und es erfolgt ein Stoß, indem der an dem Herde angebrachte Stoßkopf *k* gegen den Prellkopf *p* trifft. Es ist ersichtlich, wie in Folge dieses Stoßes die auf dem Herde befindlichen Massentheilchen vermöge der erlangten Geschwindigkeit die Bewegung nach dem Kopfende hin fortzusetzen bestrebt sind, wodurch die ganze Masse entsprechend befestigt wird.

In Bezug auf die Wirkung dieser Stöße kann Folgendes bemerkt werden. Zunächst ist es klar, daß die Bewegung des Herdes, wie hier vorausgesetzt worden, nach dessen Längsrichtung zu erfolgen hat, da eine Querbewegung eine ganz unzulässige Anhäufung der Masse auf einer Seite zur Folge haben würde. Man kann nun diese Längsbewegung in zweifach verschiedener Art vornehmen, je nachdem man, wie hier vorausgesetzt, die langsame Ausschiebung des Herdes durch den Daumen nach dem Fußende hin und daher den Stoß bei der entgegengesetzten Bewegung nach dem Kopfende hin stattfinden läßt, oder umgekehrt den Stoß am Ende der nach dem Fuße hin gerichteten Bewegung eintreten läßt. Die letztere Anordnung eines sogenannten Fußstoßes würde den Uebelstand im Gefolge haben, daß durch den Stoß die Ablagerung der dichteren Massen auf dem Herde behindert werden müßte, indem diese Theilchen in Folge des Stoßes nach dem Fußende hin bewegt würden, so daß aus diesem Grunde die Einrichtung des Kopfstoßes als die vorzüglichere betrachtet werden muß, da durch diesen Stoß das Herabrollen der dichteren Theile verzögert und somit die Abscheidung befördert wird. Es ist hieraus auch ersichtlich, daß die Heftigkeit dieses Stoßes nicht so groß sein darf, um die Theilchen nach dem Kopfende hin zu verschieben, es muß vielmehr eine solche Intensität des Stoßes veranlaßt werden, welche gerade genügt, um dem Herdsatze die gewünschte Festigkeit zu ertheilen, ohne die Herabbewegung der Theilchen bis zu dem ihrer Dichte oder ihrer Größe entsprechenden Punkte zu hindern. Die mehr oder minder große Heftigkeit der Stoßwirkung hat man durch die Regulirung der Höhe in der Hand, auf welche der Herd während des Ausschiebens erhoben wird. Auch die Geschwindigkeit der Bewegung sowohl während des Ausschubes wie während des darauf folgenden Fallens ist für die Wirksamkeit der ganzen Anordnung von Wichtigkeit. Es dürfen diese Geschwindigkeiten nur mäßige sein, denn wollte man die Ausschiebung mit einer zu großen Geschwindigkeit vor sich gehen lassen, so würde der Herd unter der langsam herabfließenden Trübe so schnell hinweggezogen werden, daß in Folge der verringerten relativen Geschwindigkeit auch minder dichte Theilchen zur Ablagerung kämen. Umgekehrt würde eine erhebliche Geschwindigkeit bei

dem Fallen des zurückschwingenden Herdes eine derartige Verstärkung des Trübestromes veranlassen, daß auch dichtere Theilchen nach dem Fuße hin geschlämmt würden.

In Betreff der Wirksamkeit des Stoßes ist hier ein wesentlicher Unterschied durch die Beschaffenheit des Prellklotzes p bedingt, je nachdem derselbe nämlich durch einen elastischen Holzbalken oder durch ein starres, nur wenig nachgiebiges Widerlager dargestellt wird. Während nämlich ein elastischer Prellstock vermöge seiner Federwirkung nach geschehenem Stoße wiederholt Schwingungen des Herdes veranlaßt, so treten solche Schwingungen nicht auf, wenn der Stoß unelastisch ist. Demgemäß hat man die Ausschübe bei dem unelastischen Stoß viel schneller auf einander folgen zu lassen, als bei dem elastischen Stoße, indem bei dem letzteren etwa 12 bis 16 Ausschübe minutlich gegeben werden, während bei dem unelastischen Stoße die Anzahl der Ausschübe in der Minute bei raschen Mehlen 40 bis 50 und bei Schmanten 60 bis 80 beträgt.

Fig. 367.

Um die Geschwindigkeit, mit welcher der Herd aus seiner gehobenen Lage zurückfällt, zu beurtheilen, sei $l = AB$, Fig. 367, die Länge der Hängestange, und es werde unter der sogenannten Spannung s dieser Stange der horizontale Abstand BF des unteren Endpunktes B von der durch den Aufhängepunkt A gelegten Verticallinie AE bei der tiefsten Lage des Herdes verstanden, so daß der Neigungswinkel α der Hängestange in dieser Lage durch $sin\, \alpha = \frac{s}{l}$ ausgedrückt ist. Bezeichnet man nun den horizontalen Ausschub DC des Herdes mit a, so wird durch die Ausschubbewegung eine senkrechte Erhebung des Herdes in dem Betrage

$$BD = h = AF - AG = \sqrt{l^2 - s^2} - \sqrt{l^2 - (s + a)^2}$$

bewirkt. Diese Hubhöhe bestimmt sich nach den von Rittinger als angemessen angegebenen Größen $l = 1{,}25$ m, $s = 0{,}15$ m und $a = 0{,}13$ m für rasche Mehle zu $h = 23$ mm; sowie für $l = 1{,}25$ m, $s = 0{,}25$ m und $a = 0{,}013$ m für Schmante zu $h = 3$ mm.

Wenn der Herd nach beendigtem Ausschub von dieser Höhe h herabfällt, so erlangt er, wenn man die Bewegung durch den nahezu mit einer geraden Linie übereinstimmenden kleinen Bogen CB als eine gleichmäßig beschleunigte auffaßt, eine Endgeschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$, welche sich den oben

berechneten Fallhöhen h entsprechend zu $v = 0{,}672$ m für rasche Mehle und zu $v = 0{,}240$ m für Schmante ermittelt. Man hat daher, da die Anfangsgeschwindigkeit gleich Null ist, eine mittlere Geschwindigkeit während des Fallens von ungefähr 0,34 m und bezw. 0,12 m, und man pflegt auch die Geschwindigkeit des Herdes während des Ausschiebens ungefähr von derselben Größe zu wählen, indem diese Geschwindigkeit nach Rittinger passend zu 0,31 m für rasche Mehle und zu 0,12 m für Schmante angenommen wird.

Die Zeit, welche während des Fallens auf dem Wege BC verfließt, ergiebt sich nach den allgemeinen Fallgesetzen, da hierbei die Beschleunigung entsprechend dem Fallen auf der schiefen Ebene durch $g \sin \alpha$ ausgedrückt ist, durch $BC = \sqrt{a^2 + h^2} = \frac{1}{2} g \sin \alpha . t^2$, und man erhält mit obigen Werthen $t = 0{,}48$ Sec. für rasche Mehle und $t = 0{,}12$ Sec. für Schmante. Noch ist für die Wirkung der erzeugten Stöße auf die Befestigung des Herdsatzes die Richtung der Bewegung von Einfluß, welche alle Theilchen des Herdsatzes in dem Augenblicke des erfolgenden Stoßes angenommen haben, da diese Theilchen ihre Bewegung auch in dieser Richtung weiter fortzusetzen bestrebt sind, also in dieser Richtung in die übrige Masse einzudringen suchen. Die Bewegung hat im Augenblicke des Stoßes die Richtung der Tangente an den Kreis in B, erfolgt also unter einer Neigung $FBH = \alpha$ gegen den Horizont, welche Neigung sich zu $\alpha = 7^0$ für rasche Mehle und zu $\alpha = 12^0$ für Schmante berechnet. Da nun auch die Fläche des Herdes von vornherein eine bestimmte Neigung gegen den Horizont hat, welche man erfahrungsmäßig zu 5^0 für rasche Mehle und zu 2^0 für Schmante anzunehmen hat, so folgt hieraus, daß die Massentheilchen bei dem beginnenden Stoße unter einem Winkel gegen die Oberfläche des Herdsatzes einzudringen bestrebt sind, welcher sich zu $7 + 5 = 12^0$ für rasche Mehle und zu $12 + 2 = 14^0$ für Schmante, also für alle Mehlsorten von nahezu gleicher Größe bestimmt.

In Betreff der Construction der Daumen, welche in dem vorliegenden Falle wegen der drehbaren Schwinge nach Epicikloidenbögen geformt werden können, muß auf die in Th. III, 1 besprochenen Regeln über die Verzahnung von Rädern verwiesen werden.

Man kann den Arbeitsaufwand für einen Stoßherd zu durchschnittlich 7 mk für die Secunde = 0,1 Pfkft. annehmen, wenn der Prellstock elastisch ist, während man bei einem starren Prellen wegen der häufigeren Aufeinanderfolge der Stöße die Betriebskraft zu 0,2 bis 0,3 Pfkft. annehmen kann. Als Leistung eines Stoßherdes giebt Rittinger eine Menge von 16 bis 24 Centner in einer Schicht an.

§. 111. **Leerherde.** Während bei den vorstehend besprochenen Herden immer die Bildung eines Herdsatzes von bestimmter Dicke abgewartet wird, bevor ein Abräumen der niedergeschlagenen Masse vorgenommen wird, bewirkt man bei den folgenden Maschinen die Entfernung des Niederschlages immer schon, sobald derselbe in sehr geringer Dicke entstanden ist, weshalb man diese Herde als Leerherde bezeichnet, im Gegensatze zu den vorstehend besprochenen Vollherden. Auch gebraucht man wohl für die Leerherde die Bezeichnung Kehrherde, weil bei denselben die Entfernung der gebildeten dünnen Schicht durch ein Abkehren vorgenommen wird. Es ist ersichtlich, daß in Folge dieser Betriebsart die Ablagerung stets auf der Fläche des Herdes selbst und nicht auf der Oberfläche der schon abgelagerten Masse stattfindet, und es fällt daher hierbei nicht nur die Nothwendigkeit eines steten Ebnens und Befestigens der abgelagerten Masse fort, sondern es ist auch auf eine vollkommenere Absonderung zu rechnen wegen der stets gleichen Beschaffenheit der Herdfläche, auf welcher die Ablagerung vor sich geht.

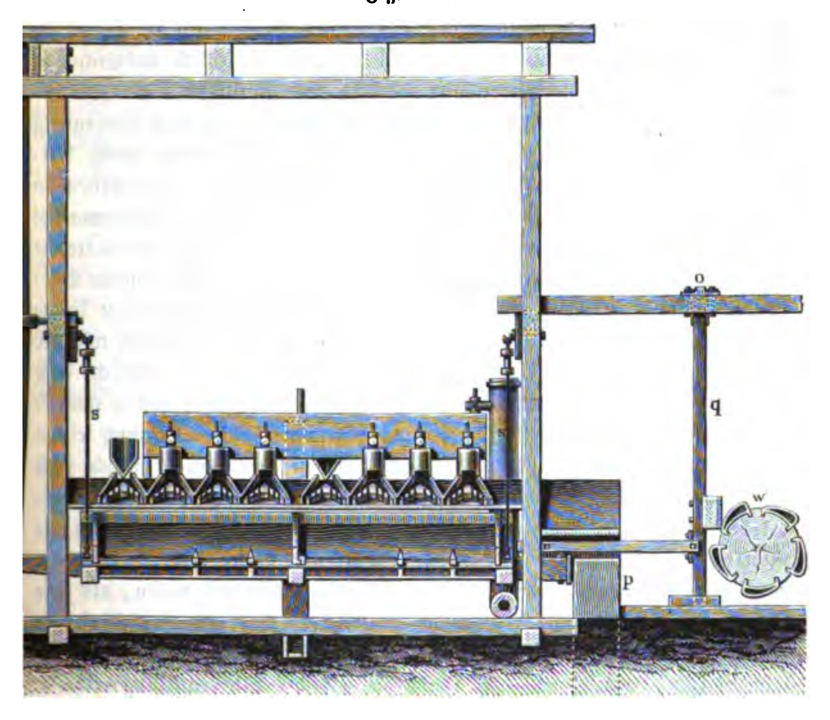
Die Einrichtung eines gewöhnlichen Kehrherdes stimmt im Wesentlichen mit derjenigen des Vollherdes, Fig. 365, überein; der Unterschied besteht hauptsächlich in der Art des Betriebes. Man läßt hierbei nämlich die Trübe nur während kurzer Zeit, zwei bis acht Minuten, je nach der Reichhaltigkeit der Trübe, über den Herd fließen und kehrt dann den gebildeten Niederschlag mittelst eines Besens vom Kopfe nach dem Fußende hin ab, indem man gleichzeitig durch einen Strom hellen Wassers die Entfernung des Schlichs befördert. Auch pflegt man bei nur geringem Unterschiede der specifischen Gewichte der von einander zu sondernden Stoffe vor dem Abkehren ein sogenanntes Läutern vorzunehmen, d. h. eine vorläufige Reinigung, welche man durch Ueberleiten eines dünnen Stromes von hellem Wasser über den Herd erreicht, wobei die Geschwindigkeit dieses Wassers derartig zu regeln ist, daß die weniger dichten Theilchen fortgeschwemmt werden.

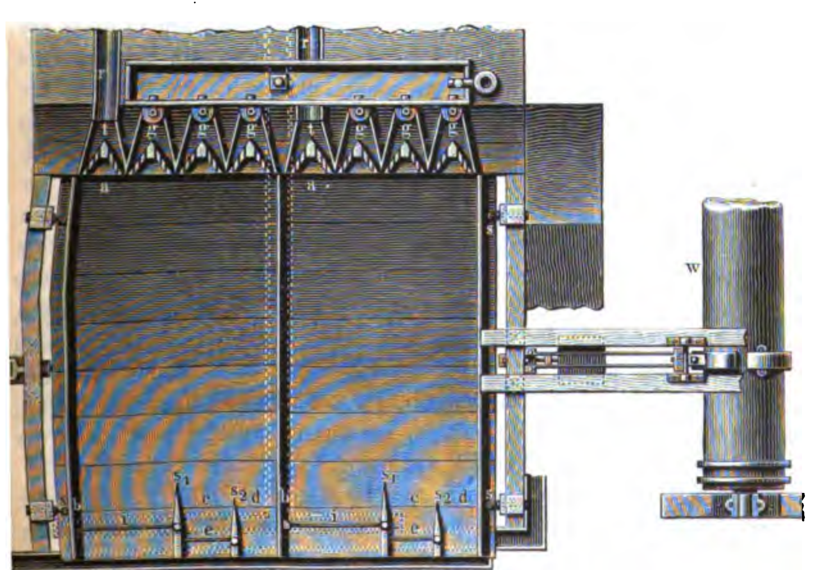
Solchen Leerherden giebt man eine etwas größere Neigung als den Vollherden, und zwar kann man nach Rittinger die Neigung gegen den Horizont passend zwischen 10 und 12 Grad für rasche Mehle und zwischen 5 und 6 Grad für Schmante annehmen. Für die Länge giebt dieselbe Quelle 3,6 m und für die Breite passend 1,2 m an.

Um einen ununterbrochenen Betrieb der Leerherde zu erzielen, hat man denselben eine Bewegung ertheilt, und dazu verschiedene Anordnungen getroffen. Es ist dies in zweifach verschiedener Art erreicht, je nachdem man dem Herde eine hin- und zurückschwingende oder eine drehende Bewegung ertheilt, und hiernach hat man den sogenannten continuirlichen Stoßherd und den Drehherd zu unterscheiden.

Von der Einrichtung eines continuirlichen Stoßherdes erhält man durch Fig. 368 eine Vorstellung, welche einen solchen Doppelherd in der

Fig. 368.



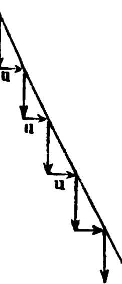


Oberansicht und im senkrechten Durchschnitte darstellt. Man erkennt hieraus, wie der von den vier Hängestangen $s s$ getragene Herd durch die Daumenwelle w mit Hülfe der um o pendelnden Schwinge q seitlich ausgeschoben wird, und wie durch die Einwirkung der hölzernen Prallfeder f ein Zurückschnellen des Herdes erzielt wird, sobald der Daumen für diese Bewegung Raum giebt. Da der Herd in dieser rückgängigen Bewegung durch Anstoßen an den festen Prellklotz p plötzlich aufgehalten wird, so entstehen in regelmäßiger Aufeinanderfolge Stöße, deren Wirkung sich folgendermaßen erläutern läßt. Denkt man sich durch die Rinne r die zu verarbeitende Trübe eingeführt, wobei durch eine Theiltafel t für eine entsprechende Vertheilung Sorge getragen wird, und denkt man sich dem Herde eine solche Neigung gegeben, daß alle Theilchen, sowohl die tauben Gangarten, wie die metallhaltigen Erztheilchen abwärts bewegt werden, so ist es ersichtlich, daß bei einem in Ruhe verharrenden Herde alle Theilchen direct von a nach b geführt werden, so daß eine Absonderung unter dieser Voraussetzung eines ruhenden Herdes nicht erzielt werden kann. Es ist aber auch ersichtlich, daß die Geschwindigkeit, mit welcher das Abwärtsrollen der Theilchen geschieht, verschieden für die verschieden dichten Theilchen sein muß, so zwar, daß die weniger dichten und daher größeren Körner, welche dem Trübestrome eine größere Angriffsfläche darbieten, schneller abwärts rollen, als die kleineren Theilchen aus dichterem Materiale. Auf der Verschiedenheit dieser Geschwindigkeit beruht nun wesentlich die Absonderung, welche man erreicht, sobald man dem Herde die gedachte Querrüttelung ertheilt. Es bedarf nämlich nach dem im vorigen Paragraphen über die Wirkung des Stoßherdes Gesagten keiner wiederholten Darlegung, daß in Folge der Rüttelbewegung bei jedem Anstoßen des Herdes gegen den Prellklotz eine Bewegung der auf dem Herde befindlichen Massen in der Richtung der denselben ertheilten Geschwindigkeit, d. h. also hier quer nach der Richtung der Breite eintreten muß. Die Größe einer solchen, nach jedem Stoße sich ergebenden seitlichen Verschiebung hängt natürlich in erster Reihe von der Größe der in den Massen erregten Geschwindigkeit ab, also wesentlich von der Anzahl der Rüttelbewegungen in der Minute und von der Größe des Ausschubes. Es wird zwar diese seitliche Verschiebung nach einem Stoße für die verschieden dichten Theilchen deshalb etwas verschieden sein müssen, weil die Widerstände der Reibung und Adhäsion auf der Herdfläche nicht für alle Theile gleich sein werden, eine rechnerische Bestimmung dieser Verschiedenheit wird sich aber kaum mit einiger Zuverlässigkeit vornehmen lassen; auch ist diese Verschiedenheit, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, für die Wirkungsweise der Maschine nur von untergeordneter Bedeutung.

Es möge angenommen werden, daß die Anzahl der Rüttelungen in der Zeiteinheit durch n dargestellt sei, und es möge die seitliche Verschiebung

eines Theilchens in Folge einer einzelnen Prallung mit u bezeichnet werden. Bedeutet nun t die Zeit, welche ein Theilchen gebraucht, um auf dem ruhenden Herde von dem Kopfende a bis zu dem Fußende b zu gelangen, so führt dieses Theilchen während dieses Abwärtsrollens in Folge der Rüttelbewegung offenbar eine seitliche Verschiebung in dem Betrage $v = ntu$ aus. Dieses Theilchen wird daher nicht mehr in der Richtung der Falllinie ab des Herdes sich bewegen, sondern seine Bahn wird gegen diese Fallrichtung unter einem Winkel α geneigt sein, welche sich durch $tang\,\alpha = \frac{v}{l} = \frac{ntu}{l}$ bestimmt, wenn man unter l die Länge ab des Herdes versteht. Man wird annehmen dürfen, daß die Bahn des Theilchens eine gerade Linie vorstellt; genau genommen wird dieselbe allerdings kleine treppenförmige Absätze zeigen, wie durch Fig. 369 versinnlicht ist, indem die Querbewegung u fast augenblicklich während des Anstoßens erfolgt, wogegen während der ganzen übrigen Zeit, sowohl des Hin- wie des Rückganges, das Theilchen nach der Fallrichtung des Herdes sich bewegt.

Fig. 369.



Da nun dem Vorstehenden zufolge die verschieden dichten Theilchen sich mit verschieden großen Geschwindigkeiten auf dem Herde abwärts bewegen, daher die Zeit t für die verschiedenen Theilchen ebenfalls verschieden groß ausfällt, so folgt hieraus weiter eine Verschiedenheit der Neigungswinkel α, unter welchen die Bahnen verschieden dichter Theilchen gegen die Fallrichtung der Herdfläche geneigt sind. Es werden demzufolge die kleinsten und dichtesten Körner, welche wegen ihrer langsamen Abwärtsbewegung entsprechend lange die seitliche Ablenkung erfahren, ungefähr in der Geraden ad sich bewegen, während die weniger dichten Körner etwa die Bahn ac verfolgen. Wenn man daher die am Fuße den Herd verlassende Masse in geeigneter Art in einzelnen von einander getrennten Rinnen auffängt, so läßt sich dadurch die beabsichtigte Absonderung nach dem specifischen Gewichte der Massen erzielen. Aus der Figur sind die beiden Scheider s_1 und s_2 ersichtlich, welche den von dem Herde herabfließenden Strom in drei Theile zerlegen und man erkennt, daß die zwischen b und s_1 fließende und durch den Schlitz i in eine Rinne fallende Flüssigkeit wenig oder gar keine erzhaltigen Theile mitführt, so daß diese Flüssigkeit in die wilde Fluth geführt werden kann. Dagegen wird durch den mittleren Theil zwischen s_1 und s_2 eine erzreichere Flüssigkeit abgeführt, welche durch den Schlitz e in die darunter befindliche Rinne gelangt, während der eigentliche reine Schlich zwischen s_2 und d hindurch über die untere Herdkante hinweg in die zu seiner Aufnahme vorgesehene Rinne tritt.

Es muß hierzu bemerkt werden, daß nur durch die Rinne r und über die Theiltafel t hinweg die zu verarbeitende Trübe geleitet wird, während über

die Theiltafeln g helles Wasser auf den Herd gelangt, welches nicht nur zu dem schon angeführten Läutern dient, sondern durch dessen Wirkung überhaupt die Massentheilchen fortbewegt werden; denn ohne eine Zuführung von Wasser in der ganzen Breite des Herdkopfes würden die durch die Rüttelung aus dem Trübestrome nach der Seite beförderten Theilchen auf dem Herde in Ruhe verbleiben und die hier gedachte Wirkung würde nicht oder nur unvollkommen erreicht werden.

Für die gute Wirkung dieser Stoßherde ist in erster Linie das richtige Verhältniß der beiden Geschwindigkeiten maßgebend, mit welchen die Masse nach der Fallrichtung abwärts und seitlich bewegt wird, und man hat es immer in der Hand, diese Geschwindigkeiten einerseits durch die Neigung des Herdes und andererseits durch die Intensität der Rüttelbewegung zu regeln. Eine zu schwache Rüttelbewegung oder eine zu starke Neigung des Herdes hat zur Folge, daß die dichteren Theile großentheils verloren gehen, indem dieselben wegen der zu schnellen Abwärtsbewegung gar nicht bis zu der Abführung d für den Schlich gelangen. Dagegen wird durch eine zu starke Rüttelbewegung und eine zu geringe Neigung des Herdes eine seitliche Bewegung auch der minder schweren tauben Massen bis zu der gegenüberliegenden seitlichen Einfassung bewirkt, wodurch die Wirkung der Absonderung überhaupt unmöglich gemacht wird.

Mit Rücksicht auf diese Verhältnisse soll man nach Rittinger dem Herde in der Minute bei raschen Mehlen 70 bis 80 Ausschübe von 65 mm und bei Schmanten 90 bis 100 Ausschübe von 12 bis 20 mm mindestens geben, indem man die Neigung des Herdes zu 6 Grad bei raschen Mehlen und zu 3 Grad für Schmante annimmt. Für flaue Mehle und Schmante soll man vortheilhaft die Zahl der Stöße in der Minute auf 120 bis 140 steigern. Die Neigung des Herdes wird im Allgemeinen um so geringer anzunehmen sein, je geringer der Mehlgehalt der Trübe ist. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Ausschub sowie das Zurückschnellen des Herdes erfolgt, darf natürlich nicht so groß sein, daß bei dieser Bewegung die auf dem Herde ruhende Masse nicht folgen kann, so daß in diesem Falle ein Hinwegziehen der Herdfläche unterhalb der darauf liegenden Körner stattfinden würde. Hierzu ist je nach der Beschaffenheit der Trübe eine zwischen 0,15 und 0,25 m gelegene Ausschubgeschwindigkeit passend. Durch geeignete Wahl des Antriebshalbmessers für den Theilkreis, durch dessen Abwälzung die Daumencurven bestimmt werden, hat man es immer in der Gewalt, mit einer passenden Ausschubgeschwindigkeit die Bewegung des Herdes vorzunehmen, in welcher Hinsicht auf das in §. 6 über die Form der Daumen Gesagte verwiesen werden darf.

Man kann die continuirliche Wirkung des Kehrherdes auch mit Hülfe einer stetigen Umdrehung desselben erreichen, in welchem Falle dem

Herde die Form eines stumpfen Kegels auf senkrechter Axe gegeben wird, und zwar kann man ähnlich, wie bei den in §. 109 besprochenen festen Rundherden auch bei den Drehherden ebensowohl die Form eines Trichters wie eines erhabenen Kegels wählen und demgemäß die Trübe entweder von außen nach innen oder umgekehrt von innen nach außen fließen lassen.

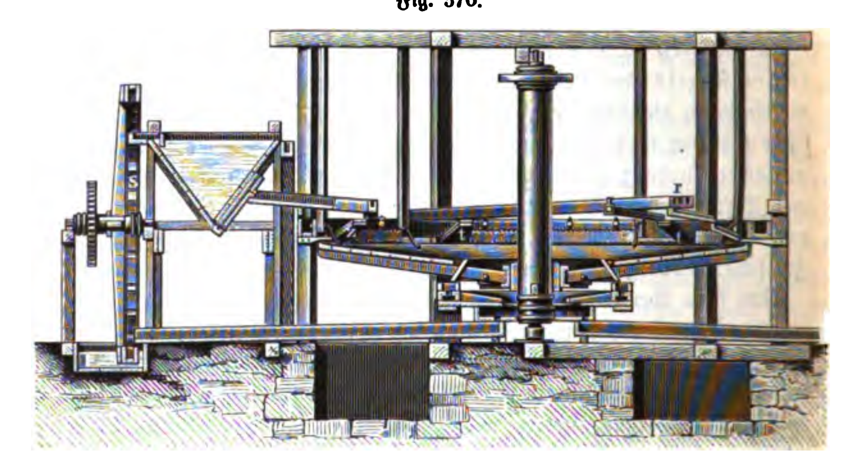
In Fig. 370 (a. f. S.) ist ein solcher Drehherd von der Gestalt eines hohlen Kegels oder Trichters dargestellt und man erkennt aus der Figur, wie die durch die Rinne *r* zugeführte Trübe nach den sechs Vertheilungstafeln *t* geleitet wird, über welche die Trübe fließt, um auf die darunter in langsamer Drehung befindliche Herdfläche zu fallen. Auch in *z* sind noch zwei Vertheilungstafeln vorgesehen, welchen eine andere Trübe und zwar derjenige Abgang zugeführt wird, der bei dem Abläutern als sogenannte Zwischentrübe gewonnen wird.

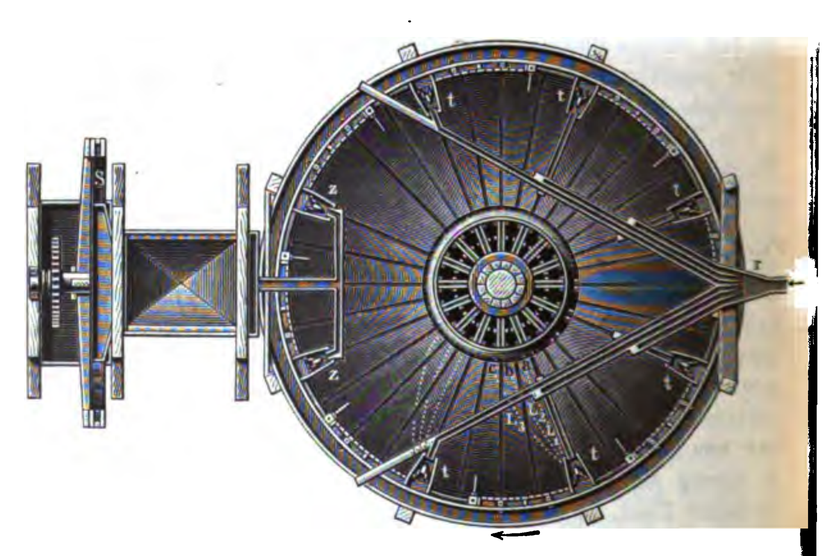
Man kann überhaupt, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird, über jede der acht Vertheilungstafeln eine besondere Trübe führen, indem die zwischen je zwei solchen aufeinanderfolgenden Vertheilungstafeln gelegene Herdfläche gewissermaßen einen vollständigen Herd für sich bildet, auf welchem die Absonderung vollendet wird. Die Vertheilungstafeln für die Trübe nehmen auch hier, wie bei dem besprochenen continuirlichen Stoßherde, nur einen geringen Theil von der Breite eines solchen Zwischenraumes ein, und auf dem übrigen Umfange einer jeden Abtheilung wird helles Wasser dem Herde zugeführt, welches in möglichst gleichmäßiger Vertheilung über die Kegelfläche des Herdes nach innen fließt.

Die Trennung der verschieden dichten Körper geschieht auch bei dieser Maschine in Folge von zwei Bewegungen, denen die einzelnen Theilchen ausgesetzt sind. Nimmt man nämlich auch hier an, daß die Neigung der Herdfläche und die Menge der zugeführten Trübe so bemessen werde, daß alle Theilchen ohne Ausnahme von der Flüssigkeit auf der Herdfläche abwärts bewegt werden, so erfolgt die Bewegung dieser Theilchen auf einer ruhenden Herdfläche natürlich in denjenigen Kegelseiten, welche von den Theiltafeln ausgehen, und zwar werden auch hier wieder die dichteren und daher kleineren Theilchen diese Bewegung mit geringerer Geschwindigkeit vollführen, als die weniger dichten und daher größeren Körner. Wird nun aber dem Herde eine langsame Umdrehung um seine senkrechte Axe ertheilt, so nehmen die auf dem Herde liegenden Theilchen an dieser Bewegung gleichfalls Theil, in Folge wovon die absolute Bahn derselben im Raume eine Abweichung von dem geradlinigen Wege erleidet, welchen die Theilchen bei stillstehender Herdfläche durchlaufen. Denn wenn auch nach wie vor jedes Theilchen auf der Herdfläche sich nach der Richtung einer Kegelseite bewegt, so findet doch der Austritt des Theilchens an dem inneren Rande nicht mehr in der durch die Zuführstelle *z* und die Axe gelegten

Ebene statt, sondern der Punkt dieses Austrittes wird durch die Drehbewegung und in deren Richtung mehr oder minder seitlich versetzt, je nachdem das betreffende Theilchen mehr oder minder lange dem Einflusse

Fig. 370.





dieser Umdrehung ausgesetzt gewesen ist. Hieraus geht denn hervor, daß die dichtesten und mit der geringsten Geschwindigkeit abwärts rollenden Körner am weitesten entfernt von der durch den Einführungspunkt gelegten Axenebene zum Austritte aus dem Herde gelangen, während die leichtesten

Körner sich am wenigsten weit aus dieser Axenebene entfernen. Von den drei in der Figur bemerkbaren punktirten Linien L_1, L_2, L_3 stellt demnach etwa L_1 die Bahn für die ganz leichten tauben und L_3 diejenige für die dichtesten metallhaltigen Körner vor, während die zwischen liegende Linie L_2 dem Wege der Körner von einer mittleren Dichte entspricht. Diese Linien, welche die horizontalen Projectionen von den absoluten Wegen der einzelnen Körner vorstellen, kennzeichnen sich geometrisch als Archimedische Spiralen, wenn man von der hier zulässigen Voraussetzung ausgeht, daß die Bewegung jedes Kornes auf der Herdfläche mit gleichbleibender Geschwindigkeit erfolgt.

Für die Abführung der über den inneren Rand der Herdfläche fallenden Massen sind verschiedene Rinnen anzuordnen, welche die sortirten Massen getrennt von einander aufnehmen und abführen. Es ist nach dem Vorstehenden deutlich, daß die bei c über den Herdrand fallende Masse die dichtesten Körner enthält, welche als reiner Schlich weiter verarbeitet werden können, während in a taube und nur wenig metallhaltige Theile entweichen, die in die wilde Fluth geführt werden. Demgemäß wird zwischen beiden Stellen bei b eine Masse von mittlerem Metallgehalte abgehen, welche zum Zwecke einer Anreicherung einer nochmaligen Separation bedarf, und welche bei der in der Figur dargestellten Maschine durch ein Schöpfrad S emporgehoben wird, um den beiden Vertheilungstafeln z zur wiederholten Bearbeitung zugeführt zu werden, wie dies bereits oben bemerkt wurde.

Der Durchmesser eines solchen Drehherdes beträgt nicht unter 5 m und die radiale Länge nicht unter 1,4 m, wobei eine Neigung der Fläche gegen den Horizont von 6 bis 9 Grad gewählt wird, je nach der Beschaffenheit des Mehles oder Schmantes. Die Breite einer Vertheilungstafel ist passend zu 0,2 bis 0,3 m anzunehmen, wogegen man für die Zuführung des Läuterwassers eine Breite von 1,5 bis 2 m annehmen soll. Demnach lassen sich bei einem Herde von 5 m Durchmesser etwa sechs bis acht selbständige Abtheilungen mit ebenso vielen Zuführungsstellen für die zu verarbeitende Trübe anordnen. Daß man auf demselben Herde auch verschiedene Trüben verarbeiten kann, wurde schon bemerkt, auch wurde bereits hervorgehoben, wie ein und derselbe Herd zur wiederholten Verarbeitung einer Trübe dadurch benutzt werden kann, daß man, wie in der Figur angedeutet, die bei der ersten Separation abgehende Zwischentrübe emporhebt und sie nach anderen Vertheilungstafeln zu wiederholter Verarbeitung behufs der Anreicherung der Massen leitet.

Die Umdrehung des Herdes erfolgt mit der sehr geringen Geschwindigkeit von etwa 18 bis 25 mm am äußeren Umfange, entsprechend einer Umdrehungszahl von 4 bis 6 in einer Stunde, weswegen die Umdrehung der Axe in der Regel mittelst eines Schneckenrades und einer Schraube ohne

Ende erfolgt. Die Betriebskraft ist demgemäß nur gering. Ein Hinderniß für die allgemeinere Verwendung derartiger Drehherde ist in der großen für ihren Betrieb benöthigten Wassermenge zu erkennen, welche für einen Herd, wie den vorstehend angeführten, zu 0,26 cbm für Schmante und zu 0,48 cbm für rasche Mehle in der Minute angegeben wird. Das Aufbringen wird stündlich zu 2 bis 3 Centner bei Schmant und zu 5 bis 6 Centner bei raschen Mehlen angegeben. In Betreff der sonstigen Betriebsverhältnisse, sowie der Einzelheiten der Ausführung muß auf die speciell über die Aufbereitungsarbeiten handelnden Werke verwiesen werden, insbesondere auf das mehrerwähnte Werk von Rittinger, welchem die vorstehenden Figuren entnommen worden sind.

§. 112. **Griesputzmaschinen.** In den nach dem sogenannten Hochmüllereiverfahren arbeitenden Mahlmühlen, sowie in den Walzenmühlen spielt das Putzen der Griese eine wichtige Rolle. Man versteht hierunter die Absonderung der Kleie, d. h. der kleinen Schalentheilchen, in welche durch das Vermahlen die äußere Umhüllung der Körner zerrissen wird, von den Griesen, d. h. von denjenigen Körnchen oder Stückchen, welche bei eben diesem Vermahlen aus dem mittleren Theile der Getreidekörner entstanden sind. Die Schalen oder Kleientheilchen unterscheiden sich nun von den hauptsächlich aus Stärkemehl bestehenden Griestheilchen nicht nur durch das geringere specifische Gewicht der Kleie, sondern hauptsächlich auch durch die Form, insofern die Griese mehr oder minder kugelige Gestalt haben, während die Schalenstückchen als kleine blättchenförmige Fetzen erscheinen. Auf dieser Verschiedenheit beruht die Absonderung, welche man als das Putzen der Griese bezeichnet.

Daß die hier erforderliche Absonderung nicht durch Siebe ermöglicht werden kann, ist sofort klar, da durch die Oeffnungen eines Siebes ohne Unterschied ebensowohl Kleien wie Griestheilchen von der genügenden Kleinheit hindurchfallen. Andererseits ist es ersichtlich, daß man jede nasse Verarbeitung, wie sie vorstehend besprochen wurde, und wie sie für mineralische Stoffe eine so ausgedehnte Anwendung findet, bei dem hier in Betracht kommenden Materiale von vornherein ausschließen muß. Man bedient sich daher immer zur Erzielung der beabsichtigten Trennung der atmosphärischen Luft, deren Wirkung, sowohl was den Stoß der bewegten wie auch den Widerstand der ruhenden Luft anbetrifft, wesentlich durch die Gestalt der Körper beeinflußt wird. Diese Wirkung der Luft kann in verschiedener Art hervorgebracht werden.

Wenn man ein Gemenge von körnerförmigen Stoffen von verschiedener Gestalt und verschiedenem specifischen Gewichte mit einer gewissen Geschwindigkeit horizontal fortschleudert, so fällt die Wurfweite der einzelnen

Körper bekanntlich keineswegs gleich groß aus, wie es bei dem Wurfe im luftleeren Raume der Fall sein würde, sondern diese Weite wird in dem Maße geringer, in welchem der Luftwiderstand größer ist, welcher sich der Bewegung der Körper entgegensetzt. Es ist bekannt, wie man in landwirthschaftlichen Betrieben von diesem Verhalten schon seit altersher Gebrauch gemacht hat, indem bei dem Werfen der ausgedroschenen Frucht über die Scheunentenne hin die größten und schwersten Getreidekörner weiter fliegen als die kleineren und leichteren, und die Spreu am wenigsten weit sich entfernt. Diese Erscheinung ist auf den Luftwiderstand zurückzuführen, dessen Größe bei einer gewissen Geschwindigkeit v des bewegten Körpers nach dem in Th. I darüber Angeführten sich durch $W = k F \frac{v^2}{2g}$ ausdrücken läßt, wenn F den zur Bewegungsrichtung senkrechten Querschnitt des bewegten Körpers und k eine Erfahrungszahl vorstellt. Bezeichnet man noch mit M die Masse des bewegten Körpers, so wird durch diesen Widerstand der Luft eine Verzögerung herbeigeführt, die durch $p = \frac{W}{M}$ ausgedrückt ist, eine Verzögerung, die natürlich mit abnehmender Geschwindigkeit des Körpers sich entsprechend verringert. Bedeutet etwa γ das specifische Gewicht und V das Volumen des Körpers, so hat man dessen Masse nach bekanntem Gesetze durch $M = \frac{V\gamma}{g}$ ausgedrückt, unter $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere verstanden, und man kann daher die durch den Luftwiderstand veranlaßte Verzögerung allgemein durch $p = k \frac{F}{V} \frac{v^2}{2\gamma}$ ausdrücken. Man erkennt hieraus, daß die Größe dieser Verzögerung unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich von dem Verhältnisse $\frac{F}{V}$ abhängt, und daß dieses Verhältniß, wie aus der Geometrie bekannt ist, seinen kleinsten Werth für die Kugelgestalt hat, wofür, wenn d den Durchmesser der Kugel vorstellt, $\frac{F}{V} = \frac{\pi d^2}{4 \frac{\pi}{6} d^3} = \frac{3}{2d}$ wird. Die Verzögerung steht also bei kugelförmigen Körpern gleichen specifischen Gewichtes im umgekehrten Verhältniß zu dem Durchmesser, woraus es sich erklärt, daß bei dem gedachten Werfen von verschieden großen kugelförmigen Körnern die größeren weiter fliegen müssen als die kleineren.

Andererseits ist auch klar, daß das Verhältniß $\frac{F}{V}$ und damit die Verzögerung bei demselben Gewichte oder derselben Masse der Körper um so größer ausfällt, je mehr die Gestalt derselben von der kugelförmigen

abweicht, so daß blättchenförmige Theilchen, wie die gedachten Kleien, einer größeren Verzögerung unterworfen sind, als Griestheilchen von demselben Gewichte. Wenn man daher durch die Einwirkung des Luftwiderstandes eine Trennung der Griese von den Kleien vornehmen will, so wird als *erste Bedingung eine nahezu gleiche Größe aller Theilchen* gelten müssen, wie sie durch *Sieben* erzielt werden kann, denn bei sehr verschiedener Größe der einem Schleudern unterworfenen Massen würden kleinere Griestheilchen von mehr kugeliger Form die gleiche Verzögerung erleiden, wie größere Schalentheilchen von Blättchengestalt. Aus diesem Grunde pflegt man immer dem Putzen der Griese ein Sieben derselben und eine Classirung nach der Größe vorangehen zu lassen, und es gelten hierfür offenbar ganz ähnliche Bemerkungen, wie sie in §. 107 in Betreff des *Setzens der Erze* gemacht worden sind.

Die hier in Betreff des *Luftwiderstandes*, den *geworfene Körper* finden, gemachten Bemerkungen gelten auch für die *Stoßwirkung*, welche von einem *bewegten Luftstrome auf ruhende Körper* ausgeübt wird, mit dem Unterschiede natürlich, daß hierbei die Wirkung der Luft eine *beschleunigende* ist, und daher gerade diejenigen Körper, welche bei dem Werfen am weitesten fortgeschleudert werden, durch die Wirkung des auf sie treffenden Luftstroms die geringste Bewegung erfahren und umgekehrt. Zum Putzen der Griese macht man von der Wirkung des Werfens oder Schleuderns nur ausnahmsweise und nebenher bei gewissen Maschinen Gebrauch, während es fast allgemein üblich ist, die sondernde Wirkung eines *Luftstromes* zu verwenden, welchen man gegen die vermöge ihres Gewichtes frei fallenden Körper richtet. Man kann hierbei hauptsächlich eine zweifache Wirkung unterscheiden, je nachdem man gegen die Griese Luft von *größerer als atmosphärischer Pressung* bläst, oder die gewöhnliche atmosphärische Luft durch *Absaugen* zur Bewegung gegen die zu putzenden Griese veranlaßt. In der ersteren Art mit *Druckluft* wirkten die ältesten Putzmaschinen, während man später der Verwendung von *Saugwind* den Vorzug eingeräumt hat, namentlich für die feineren, die sogenannten *milden Griese und Dunste*. Auch hat es nicht an Versuchen gefehlt, abwechselnd Ströme von Druckluft und Saugwind zur Wirkung zu bringen.

Eine gewöhnliche Griesputzmaschine mit *blasender* Wirkung ist durch Fig. 371 nach Kick's *Mehlfabrikation* dargestellt. Diese Maschine besteht aus drei Abtheilungen I, II, III, denen durch die Rumpfe R drei verschieden feine Sorten Griese zugehen, wie dieselben durch das mit Rüttelung versehene Plansieb S als Durchfälle geliefert werden, derart natürlich, daß die feinste Sorte nach R_1 und die gröbste nach R_3 gelangt. Der in der ganzen Breite der Maschine durch den engen Spalt o gleichmäßig herab-

fallende Gries wird durch den aus der Windleitung L tretenden Luftstrom getroffen, dessen Erregung durch den Ventilator V bewirkt wird, und es werden hierdurch die verschiedenen Theile derart von einander gesondert, daß die schwersten Griestheilchen in den Raum A niederfallen, während leichtere Theilchen, als sogenannte Ueberschläge über die Zungen Z hinweg nach dem Raume B gelangen, und die leichtesten Theile, die sogenannte Flugkleie, von dem Winde nach C entführt wird. Es ist aus der Figur ersichtlich, daß die in A und B sich ansammelnden Griese und Ueberschläge, durch die

Fig. 371.



Spalten a und b hindurchfallend, sofort einem abermaligen Putzen durch den aus L tretenden Wind unterworfen werden, so daß in E und F reinere Griese und Ueberschläge erhalten werden. Zuweilen wendet man sogar Maschinen mit drei derartigen Etagen an, um ein ebenso häufiges Putzen darin vorzunehmen.

Man erhält auf diese Weise außer der Flugkleie, welche in einer besonderen Staubkammer K zur Ablagerung gelangt, zwei verschiedene Producte, nämlich die eigentlichen Griese in G und die Ueberschläge in H.

Es werden diese Producte jedes für sich einem wiederholten Putzen auf ganz gleichartigen Maschinen ausgesetzt, bis die genügende Reinheit erzielt worden ist. Die so erhaltenen Griese bestehen der Hauptsache nach aus reinen Stärkemehltheilchen, während die Ueberschläge größtentheils aus solchen Theilchen bestehen, die aus Schalenstückchen mit anhaftender Stärke zusammengesetzt sind. Es ist ersichtlich, daß ein Feinmalen der reinen Griese zu Mehl ein besonders reines und weißes Fabrikat (Auszugsmehl) liefern wird, während die Ueberschläge nach dem weiteren Vermahlen durch ein wiederholtes Putzen wiederum zur Lieferung von Griesen, Ueberschlägen und Flugkleie Veranlassung geben. Die Art der Vermahlung, welche je nach den zu erzielenden Fabrikaten sehr verschieden sein kann, ist hier nicht zu besprechen, es muß in dieser Hinsicht auf die darüber handelnden Werke der Müllerei verwiesen werden.

Die Stärke des durch die Mundstücke *n* tretenden Windes muß natürlich der Größe der Griese entsprechend geregelt werden, derart, daß der Windstrom für gröbere Griese stärker zu halten ist, als für feinere, und es können hierzu die Schieber *s* der Austrittsöffnungen oder sonst bekannte Regulirungsmittel Verwendung finden. Ebenfalls kann man durch die Stellung der um Scharniere drehbaren Klappen *z* die Menge und Beschaffenheit der in *A, E* und *B, F* sich absetzenden Producte in gewissem Maße reguliren.

Eine mit Saugwind arbeitende Putzmaschine ist nach der Bauart von Arndt[1]) in Fig. 372 dargestellt. Der durch die Maschen des hin- und herschwingenden Siebes *S* gehende Gries wird hier durch den nach der Mitte hin beiderseits abfallenden Siebboden der Eintragröhre *E* zugeführt, durch welche er frei in das darunter befindliche Rohr *R* hineinfällt. In diesem Rohre tritt der niedersinkenden Masse ein Luftstrom entgegen, welcher durch die saugende Wirkung der beiderseits angeordneten Flügelräder *V* erregt wird, und welcher genügend große Geschwindigkeit haben muß, um die leichteren Theile emporzuheben, so daß dieselben über die stellbaren Zungen *Z* hinweggeführt werden, und entweder als Ueberschläge in *U* sich absetzen oder als Flugkleie nach *K* gelangen, von wo sie durch die Mündung *O* abgezogen werden können. Durch die bei *L* angebrachten Siebe ist der Luft der Austritt gestattet. Durch das mittlere Rohr *R* fallen nur die Griese ab, die Ueberschläge gelangen durch die beiden Röhren *U* ins Freie, deren Austrittsöffnungen zur Regulirung des Lufteintritts durch verstellbare Scheiben mehr oder minder verengt werden können.

Eigenthümlich in ihrer Einrichtung und vorzüglich in der Wirkung ist die Putzmaschine von Haggenmacher[2]), deren Haupttheil durch

---

[1]) Schweizerische polytechnische Zeitschrift 1870, S. 44.
[2]) Kick, Die Mehlfabrikation.

Fig. 373 (a. f. S.) verdeutlicht wird. Hier fällt der aus dem Rumpfe *R* tretende Gries auf den rotirenden Streuteller *T*, welcher die Masse vermöge der Fliehkraft gegen den hohlen Kegel *K* schleudert, an dessen Mantel sie abwärts rutscht, so daß alle Theile von dem Cylinder *C* aufgefangen werden würden, wenn nicht durch den ringförmigen Zwischenraum bei *O* beständig Luft einströmte, deren Bewegung durch einen Ventilator hervorgerufen wird, der die Luft aus der inneren Röhre *J* absaugt. In Folge dieses Luftstromes fallen nur die schweren Theile oder Griese in den äußeren Cylinder *C*, während die Ueberschläge sich in dem mittleren Cylinder *D* ablagern und die Flugkleie durch das innere Rohr *J* mit der Luft nach der Saugmündung

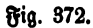
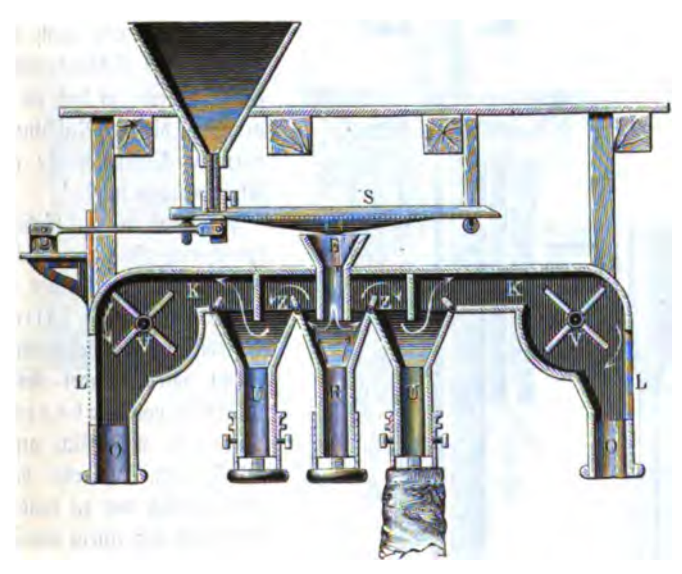


Fig. 372.

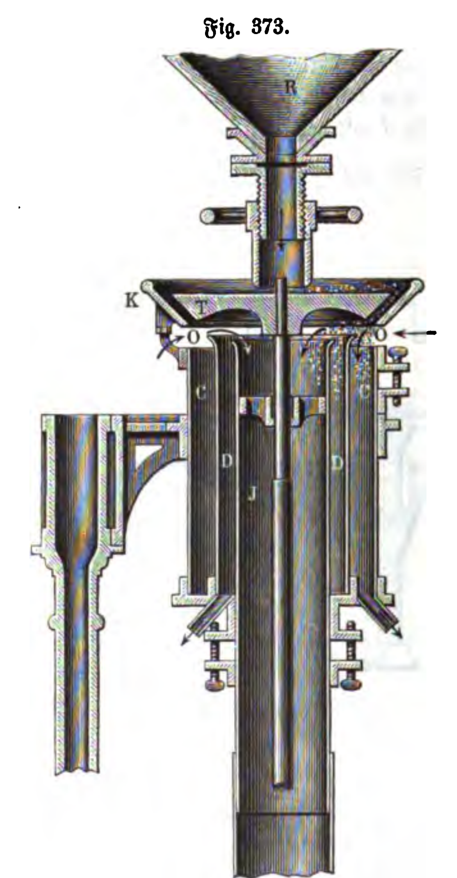


des Flügelgebläses entweicht, von wo sie zur Ablagerung nach einer Staubkammer geleitet wird. Durch senkrechte Verstellung der Cylinder läßt sich der ringförmige Spalt bei *O*, durch welchen die Luft eintritt, und damit auch die Geschwindigkeit der letzteren nach Erfordern reguliren.

Um zu zeigen, in welcher Weise man außer der Wirkung eines Luftstromes gleichzeitig von der Schleuderwirkung bei dem Werfen der Masse Gebrauch gemacht hat, ist in Fig. 374 (a. S. 585) die Anordnung von Bucholtz angeführt. Auch hier tritt die Masse auf den schnell rotirenden Streuteller *T*, welcher sie ringsum gleichförmig auswirft, und zwar in den freien Raum der Bütte *B* hinein. Diese Bütte ist überall dicht

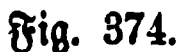
abgeschlossen mit Ausnahme eines engen Spaltes am oberen Rande *o*, durch welchen Spalt die atmosphärische Luft nachtreten muß, sobald sie aus dem Rohre *R* durch einen Exhaustor abgesaugt wird. Es ist hiernach klar, daß die Griese als die schwersten Theile ebenso wie bei der vorigen Maschine der Fig. 373 in dem äußeren Raume sich ablagern, während die Flugkleie durch die in der Mitte befindliche Röhre *R* abgeführt wird und die Ueberschläge zwischen beiden sich in *C* ansammeln. Es ist auch ersichtlich, daß diese Absonderung hier ebenso wohl durch die Wirkung des Luftstromes, wie auch durch diejenige des Schleuderns angestrebt wird, so daß die Anordnung dieser Maschine als eine zweckentsprechende angesehen werden muß.

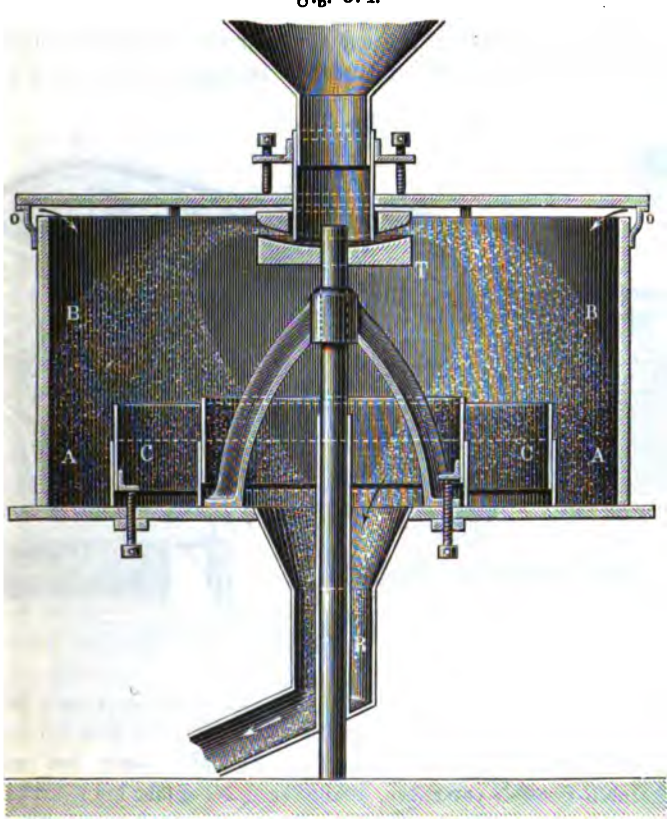
Fig. 373.



Während bei den bisher besprochenen Griesputzmaschinen von der Wirkung eines Luftstromes auf frei fallende Griestheilchen Gebrauch gemacht wird, findet bei der Maschine von Cabanes das Putzen in wesentlich anderer Weise statt. Hierbei bewegt sich nämlich das zu sondernde Material auf einem wenig geneigten Plansiebe entlang, welches die gehörige rüttelnde Bewegung erhält, und es wird gegen dieses Sieb von unten Luft getrieben, welche dem Durchfallen der Körner entgegen wirkt. In Folge dessen werden die leichteren Kleien schwebend erhalten und so erhoben, daß sie bei der Bewegung der Masse auf dem Siebe sich an der Oberfläche der Schicht befinden, und am Ende des Siebes als dessen Rückhalt entfernt werden. Anstatt der Druckluft hat man später Saugwind verwendet, und es mag als ein Beispiel dieser Art von Putzmaschinen die durch Fig. 375 (a. S. 586) dargestellte Anordnung von

Millot[1]) angeführt werden. Das aus dem Rumpfe R tretende, durch eine Speisewalze regelmäßig zugeführte Gut gelangt hier über einen Rost A hinweg nach den beiden über einander liegenden Sieben S_1 und S_2, denen eine schnelle Rüttelbewegung ertheilt wird. Durch das Flügelrad V wird ein stetiger Luftstrom erzeugt, indem die atmosphärische Luft durch die Zwischenräume der Roststäbe sowohl wie durch die Oeffnungen der Siebe


Fig. 374.

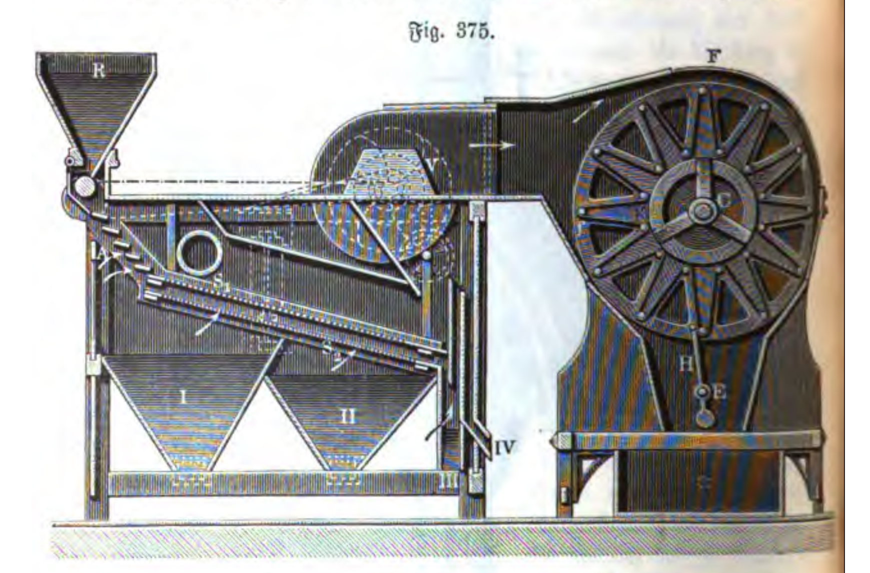


nach oben tritt und dabei die besprochene Wirkung ausübt, wodurch die Kleie in Schwebe versetzt wird, so daß sie gewissermaßen auf der Oberfläche des in dünner Schicht sich auf dem Siebe bewegenden Gutes schwimmt. Wegen der verschieden feinen Bezüge der Siebe erhält man in I und II zwei verschiedene Sorten Gries, bei III und IV gelangt der Rückhalt der Siebe zum

[1]) Die neuesten Fortschritte der Mehlfabrikation von Fr. Kick, Leipzig 1883.

Austrage. Um eine besondere Kammer für die Ablagerung der Flugkleie zu umgehen, ist hierbei die Einrichtung eines Filters *F* gewählt, welches in ähnlicher Weise wie bei den durch Fig. 115 dargestellten Mahlgängen ein Zurückhalten der von der Luft mitgeführten festen Bestandtheile und ein Entlassen der Luft durch die feinen Zwischenräume des Filtertuches bezwecken soll. Hierzu ist das Filtertuch um die Stäbe *f* und *g* eines auf der Axe *C* befestigten Haspels in zickzackförmigen Lagen gewickelt, um eine möglichst große Oberfläche für den Durchgang der Luft zu erhalten, welche dieses Tuch von außen nach innen durchzieht und aus dem Inneren des Haspels entweicht. Um eine Verstopfung der Poren durch die am äußeren Umfange sich an-

Fig. 375.



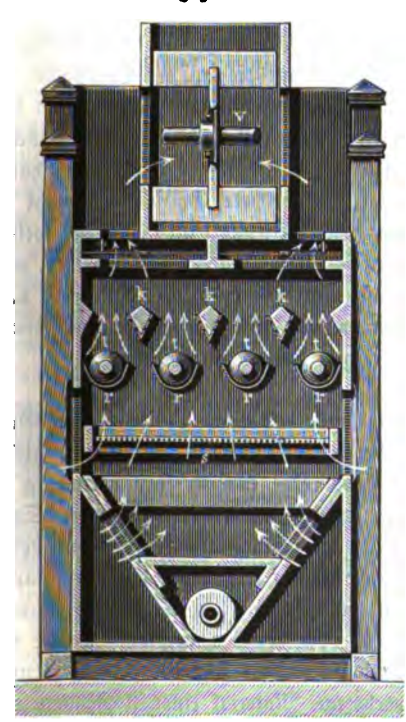
hängenden Schalen oder Stäubchen zu verhüten, ist bei derartigen Filtern ein häufiges Reinigen durch Abklopfen erforderlich, und man hat bei der vorliegenden Anordnung ein selbstthätiges Abklopfen durch den um *E* schwingenden Hebel *H* vorgesehen, welcher durch die Stäbe des Filterhaspels bei dessen langsamer Umdrehung in regelmäßigen Zwischenräumen zurückgedrängt wird, um bei dem Zurückfallen die erforderliche Erschütterung des Tuches zu bewirken. Ueber einige andere zur Staubabsonderung dienende Vorrichtungen wird weiter unten etwas Näheres angeführt werden.

Es ist ersichtlich, daß bei dieser Art von Maschinen das zwischen dem geputzten Griese und der Flugkleie liegende und als Ueberschlag bezeichnete Product, welches bei den durch Fig. 371 bis 374 dargestellten Maschinen gewonnen wird, nicht auftritt, indem alle Theile, welche nicht als

Griese durch die Siebmaschen fallen, entweder in die Flugkleie oder in den Abstoß der Siebe gelangen. Die Ueberschläge gestatten aber, da sie noch gute Mehltheilchen enthalten, die Erzeugung eines werthvollen Productes, welches verloren geht, wenn diese Theile bei hinreichend starkem Luftstrome in die Flugkleie gerathen, während bei einem zu schwachen Winde, welcher diese Theile nicht zu erheben vermag, ein ungenügendes Putzen der Griese stattfindet. Um diesem Uebelstande zu begegnen, dient die Einrichtung, welche die Gebrüder Seck in Darmstadt ihrer Putzmaschine gegeben haben, und welche durch Fig. 376 der Hauptsache nach erläutert ist. In dieser Figur stellt s den Querschnitt durch das Sieb vor, durch dessen Oeffnung Luft von unten hindurchtritt, welche der Ventilator V ansaugt. In dem Zwischenraume zwischen dem Siebe und dem Flügelrade sind nun mehrere Rinnen oder Canäle r angebracht, welche zur Aufnahme der besagten Ueberschläge dienen, die in diese Canäle hineinfallen, sobald die aufsteigende Luft unmittelbar oberhalb dieser Rinnen wegen der plötzlichen Querschnittserweiterung eine entsprechende Geschwindigkeitsermäßigung erfährt. Die oberhalb dieser Rinnen zwischen denselben gelagerten festen Stäbe k begünstigen vermöge ihrer Form und Stellung diese Wirkung, und die in den festen Rinnen gelagerten Transportschnecken t befördern die aufgefangenen Ueberschläge nach der Länge der Maschine und aus derselben heraus.



Fig. 376.



Anstatt einen durch ein Flügelrad erzeugten stetigen und ununterbrochenen Luftstrom zu verwenden, hat man auch u. a. bei der Maschine von Dietz abwechselnd saugend und blasend wirkende Luftströme in Anwendung gebracht, welche mittelst einer blasebalgähnlichen Vorrichtung erzeugt werden, die oberhalb der Siebe ihren Platz findet, und durch eine Kurbelwelle in die er-

forderliche schwingende Bewegung versetzt wird. Hierbei ist die Einrichtung so getroffen, daß die Kurbel mit Hülfe der bekannten oscillirenden Kurbelschleife ein schnelles Erheben der Blasebalgdecke und ein langsames Senken derselben bewirkt, so daß der Saugluftstrom kräftiger ist, als der Druckstrom. Es ist nach diesen Bemerkungen eine gewisse Aehnlichkeit dieser Maschine mit der in Fig. 355 erläuterten Sichtemaschine mit Luftwellenbewegung von Weiß nicht zu verkennen.

Man hat in der neueren Zeit auch die Reibungselektricität dazu verwendet, um die Trennung der Kleien von den Griesen zu bewirken, indem man Scheiben oder Walzen aus Hartgummi über der auf dem Siebe ausgebreiteten Masse angeordnet, und die Anziehung der durch Reibzeuge elektrisch gemachten Scheiben oder Walzen auf die an der Oberfläche des Gutes befindlichen blättchenförmigen Schalen zu dem Putzen verwendet hat. Durch Abstreifen der angezogenen Kleien von den elektrisch gemachten Flächen läßt sich die beabsichtigte Wirkung erzielen. Eine größere Verbreitung haben indessen diese Maschinen nicht erlangt, für gröbere Griese wird wohl die Verwendung eines Luftstromes immer bessere Dienste leisten, nur für weiche, feine Griese und Dunste, deren Putzen schwieriger ist als das gröberer, mag die Verwendung der Elektricität gewisse Vortheile darbieten, doch wird man mit der Schwierigkeit rechnen müssen, welche durch den Einfluß der Feuchtigkeit auf das Verhalten elektrisch erregter Körper verbunden ist.

§. 113. Wölfe. Um die Baumwolle und Wolle vor ihrem Verspinnen zu Garn von den darin enthaltenen fremden Verunreinigungen zu befreien und gleichzeitig eine gewisse Auflockerung durch eine entsprechende Trennung der Fasern bezw. Haare von einander zu erzielen, verwendet man in den Spinnereien gewisse Maschinen, unter denen die sogenannten Wölfe von besonderer Bedeutung sind. So verschieden dieselben in Hinsicht auf ihre Bauart und Wirkungsweise auch sein mögen, so ist doch allen Wölfen die Anwendung einer schnell rotirenden Trommel oder Welle gemeinsam, welche vermittelst der an ihr angebrachten Schlagstifte oder scharfen Zähne vermöge deren schneller Bewegung das dargebotene Material einer klopfenden oder zerzausenden Wirkung aussetzt. Zur Erreichung dieser Wirkung sind außer diesen bewegten Stiften oder Zähnen andere feststehende angebracht, zwischen denen das Material durch die bewegten Organe hindurchgezogen wird; zuweilen ordnet man auch zwei Axen mit Schlagstäben an, welche durch ihre gegensätzliche Bewegung das Material zwischen sich bearbeiten.

Dadurch, daß man das die Trommel umgebende Gehäuse des Wolfes zum Theil durch ein Gitter oder einen rostartigen Rechen bildet, läßt sich eine Absonderung gröberer Körper, welche die Wolle verunreinigen, erzielen. Der durch die schnelle Umdrehung der Trommel oder auch wohl eines besonders

hierzu angeordneten Flügelrades erzeugte Luftstrom wird dazu verwendet, den Staub zu entfernen, zu welchem Zwecke Siebe von meist cylindrischer Gestalt angebracht werden, welche die Zurückhaltung der Baumwollfasern bezwecken.

Zur Auflockerung, d. h. zur Absonderung der einzelnen Haare oder Fasern von einander, wird eine von dem verschiedenen Grade des mehr oder minder innigen Zusammenhanges derselben abhängige und daher sehr verschiedenartige Wirkung der arbeitenden Theile erfordert. Bei einem nur lose zusammenhängenden und elastischen Materiale genügt oft ein einfaches Ausklopfen, wobei einerseits durch die Elasticität des nach dem Zusammendrücken wieder aufquellenden Materials die Trennung der einzelnen Fasern von einander bewirkt wird, und andererseits durch die hinreichend kräftig erfolgenden Schläge die Luft zwischen den Fasern mit solcher Geschwindigkeit ausgetrieben wird, daß sie Staub und leichtere Verunreinigungen in derselben Art mit sich fortführt, wie man dies bei dem Ausklopfen eines Teppichs beobachten kann. In solchen Fällen bedient man sich der sogenannten Schlag- oder Klopfwölfe, deren Name schon darauf hindeutet, daß die zur Wirkung kommenden Organe, welche vornehmlich aus Stäben bestehen, nur eine Schlagwirkung ausüben sollen. Im Gegensatz hierzu bezeichnet man mit dem Namen Reißwölfe diejenigen, welche vermittelst scharfer Spitzen oder Zähne das Auseinanderziehen der Fasern oder Haare in solchen Fällen zu bewirken haben, in denen die Materialien inniger mit einander vereinigt sind. Handelt es sich hierbei, wie bei der Verarbeitung von Baumwolle, um die Beseitigung größerer Staubmengen, welche den Arbeitern äußerst schädlich sein würden, so bedarf es der Erzeugung eines genügend starken Luftstromes durch ein besonderes Flügelgebläse, da durch die Umdrehung der feinen Spitzen oder Zähne eine merkliche Luftbewegung nicht erzeugt wird, wie sie wohl bei den Klopfwölfen sich einstellt.

Wenn das Material, wie z. B. gewöhnliche Schafwolle, nur losen Zusammenhang zeigt, so genügt es, die Trommel des Wolfes mit geraden radial gestellten scharfen Spitzen oder auch wohl an den Enden abgerundeten Stiften zu versehen, welche die Auflockerung einfach dadurch bewirken, daß sie die Wollpartien mit sich herum- und zwischen den schon erwähnten festen Stiften hindurchführen. Die geringe Reibung, welche hierbei die Haare an diesen festen Stiften finden, genügt alsdann schon zu der beabsichtigten Trennung. Diese Wirkung ist aber natürlich nicht genügend in solchen Fällen, wo ein festerer Zusammenhang der Fasern aufzuheben ist, z. B. wenn es sich darum handelt, durch Wiederauflösen gebrauchter Tuchstücke in das spinnbare Material die sogenannte Kunstwolle oder Lumpenwolle darzustellen, oder wenn Garnabfälle zum nochmaligen Verspinnen

gebracht werden sollen. Hierbei hat man energischer wirkende hakenartige Zähne, oftmals förmliche Sägezähne zu verwenden, und das Herausreißen der einzelnen Haare aus dem Material erfordert ein Festhalten des letzteren durch einen Zuführ- oder Speiseapparat von zangenartiger Wirkung. Daß hierbei durch vielfaches Zerreißen einzelner Haare oder Fasern eine wesentliche Entwerthung des Erzeugnisses herbeigeführt werden muß, ist hiernach ersichtlich.

Die mit den Fasern oder Haaren verbundenen fremden Körper hängen mit den ersteren oftmals so innig zusammen, daß die Absonderung nicht unbedeutende Schwierigkeiten veranlaßt und ganz besondere Anordnung der dazu dienenden Maschinen erfordert. So sind beispielsweise die südamerikanischen Wollen meist durch sogenannte Kletten, d. h. durch gewisse Pflanzentheile verunreinigt, welche wegen ihrer stacheligen Beschaffenheit nur sehr schwer von den Wollhaaren zu lösen sind. Zu diesem Zwecke verwendet man ganz besondere Maschinen, welche unter dem Namen der Klettenwölfe bekannt sind, und welche meistens die Absonderung durch ein Abschlagen der Kletten von den in Kammzähne eingeschlagenen Wollhaaren bewirken. Dagegen müssen die Baumwollfasern von den Samenkörnern, mit denen sie organisch verbunden sind, durch ein förmliches Abreißen getrennt werden, welchen Zweck man in verschiedener Art durch die Egrenirmaschinen erreicht, die man indessen nicht mehr zu den Wölfen zu rechnen pflegt und welche auch besonders besprochen werden sollen.

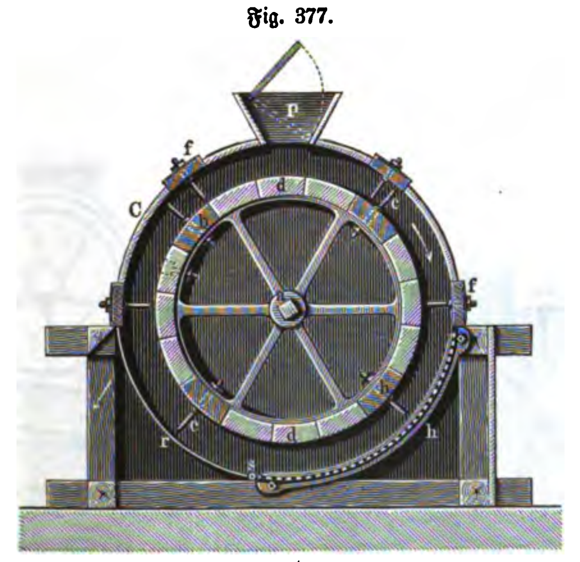
Die Wölfe werden fast immer ununterbrochen, d. h. mit stetiger Zu- und Abführung des Materials betrieben, nur in seltenen Fällen kommt wohl ein postenweises Verarbeiten in der Art vor, daß man eine bestimmte geringe Menge Wolle in das Gehäuse des Wolfes einbringt, und dieselbe, nachdem sie während einer bestimmten kurzen Zeit der Bearbeitung unterworfen gewesen, durch die schnelle Umdrehung der Trommel aus dem geöffneten Gehäuse herausschleudert.

In einzelnen Fällen genügt ein einmaliges Wolfen des Materials; zur Erzielung der hinreichenden Auflockerung und Reinigung hat man jedoch meistens eine wiederholte Bearbeitung in gleichartigen oder verschiedenen Maschinen vorzunehmen. Wölfe werden zuweilen auch zu anderen Zwecken als zur Absonderung benutzt; so dienen sie beispielsweise in Streichgarnspinnereien auch zur gleichmäßigen Mischung verschiedenfarbiger Wollen behufs Herstellung sogenannter Melangen, sowie auch dazu, um die vor dem Spinnen mit Oel besprengte Wolle behufs gleichmäßiger Einfettung gehörig durchzuarbeiten.

§. 114. **Schlagwölfe.** Ein älterer Schlagwolf einfachster Anordnung, welcher auch wohl mit dem Namen Willow bezeichnet wird, ist durch Fig. 377

veranschaulicht[1]). Auf der Axe *a* ist mittelst gußeiserner Radsterne die hölzerne Trommel *d* befestigt, welche in vier axialen Stäben *b* die eisernen, an den Enden abgerundeten Stifte *c* trägt. Das diese Trommel umgebende Gehäuse ist an festen Leisten *f* mit entsprechenden Stiften versehen, durch deren Zwischenräume die Stifte *c* der Trommel bei deren Umdrehung hindurchschlagen. Im unteren Theile des Gehäuses wird die Trommel auf einem Viertel des Umfanges durch einen Rost *h* von eisernen Stäben gebildet, deren Zwischenräume dem Sande und festen Körpern den Durchgang gestatten. Die Beschickung dieses Wolfes geschieht durch die mit einer Klappe versehene Eintragöffnung *p*, durch welche $^1/_2$ bis 1 kg Baumwolle

Fig. 377.



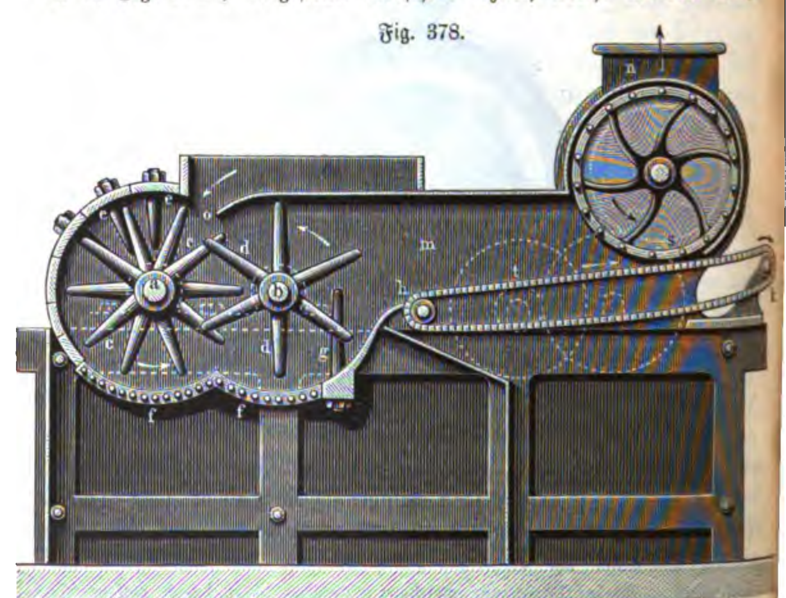
mit einem Male eingebracht wird, um etwa $^1/_2$ Minute der Wirkung der Trommel ausgesetzt zu sein. Wenn man hierauf die um *s* drehbare Klappe *r* öffnet, so wird die bearbeitete Baumwolle vermöge der durch die schnell rotirende Trommel ihr ertheilten Fliehkraft aus dem Gehäuse herausgeschleudert. Diese Maschine, welche in neuerer Zeit durch bessere Anordnungen verdrängt worden ist, unterwirft das Material nur einer sehr schonenden Behandlung dadurch, daß die Stifte *c* der Trommel einzelne Baumwollflocken mit sich führen und zwischen den festen Stiften des Gehäuses hindurchziehen, wodurch eine gewisse Auflockerung bewirkt wird, soweit die einzelnen Flocken nur losen Zusammenhang haben. Die schonende Behandlung, welcher das Material hierbei unterworfen ist, macht diese

[1]) Prechtl, Technol. Encyklop., Art. Baumwolle. Taf. 12, Fig. 2.

Maschine besonders für die Vorbereitung langstapeliger Baumwolle geeignet, die vollständige Auflockerung des hierin bearbeiteten Materials muß aber in den energischer wirkenden Schlagmaschinen (s. §. 116) bewirkt werden. Die in der Figur abgebildete Maschine verarbeitet nach unserer Quelle in der Stunde etwa 150 bis 200 Pfund Baumwolle, wobei eine Geschwindigkeit der 0,6 m breiten und etwa 1 m im Durchmesser haltenden Trommel von 300 Umdrehungen in der Minute vorausgesetzt ist. Es wird hierbei angeführt, daß ein längerer Aufenthalt des Materials in der Maschine leicht zur Bildung von lockenförmigen Wickeln Veranlassung giebt, indem die einzelnen Flocken in dem Inneren des Gehäuses durch die Trommel fortgewälzt werden; eine solche Wirkung würde natürlich dem beabsichtigten Zwecke der Absonderung und Auflockerung entgegenstehen.

Eine ähnliche, aber viel vollkommenere und kräftigere Wirkung wird durch die in Fig. 378 [1]) dargestellte Maschine erzielt, welche die von Mason

Fig. 378.



herrührende, mit dem Namen Whipper bezeichnete Anordnung versinnlicht. Hier sind zwei wagerecht neben einander gelagerte Axen *a* und *b* in dem zugehörigen Gehäuse angebracht, welche derartig mit abgerundeten Schlagstöcken versehen sind, daß die Stöcke *c* der einen Axe zwischen denen *d* der anderen hindurchschlagen, sobald die Axen in Umdrehung gesetzt werden.

[1]) Prechtl, Suppl.-Bd. I, Taf. 4, Fig. 22.

Die Geschwindigkeit dieser Drehung ist sehr groß, indem man die Welle *a* etwa 1600 und diejenige *b* 1800 Umdrehungen in der Minute machen läßt, was einer Geschwindigkeit der 0,2 m langen Stöcke an ihren Enden von 33 und bezw. 38 m entspricht.

Die durch die Oeffnung *o* ununterbrochen eingeführte Baumwolle wird bei der durch die Pfeile angedeuteten Drehungsrichtung der Axen zunächst von den Stöcken der Axe *a* erfaßt und zwischen den fest im Gehäuse angebrachten Stöcken *e* hindurch und über dem rostförmigen Gitter *f* hin fortgeführt, um von den entgegenkommenden Stöcken *d* der Axe *b* sehr kräftig geschlagen zu werden. Für die Heftigkeit dieser Schlagwirkung ist natürlich die relative Geschwindigkeit, d. h. hier wegen der entgegengesetzten Bewegung der beiderseitigen Schlagstöcke die Summe der zugehörigen Geschwindigkeiten maßgebend.

Bezeichnet n_1 die Umdrehungszahl der Axe *a* und n_2 diejenige von *b*, so ist diese relative Geschwindigkeit für irgend einen zwischen *a* und *b* befindlichen Punkt, dessen Abstand von *a* durch x bezeichnet sein möge, der also von *b* um die Größe $l - x$ absteht, unter l die Entfernung ab der Axen verstanden, durch

$$w = 2\pi \frac{x \cdot n_1 + (l - x) n_2}{60}$$

ausgedrückt. Nimmt man die Umdrehungszahlen der Axen gleich groß an, setzt also $n_1 = n_2 = n$, so erhält man für jene relative Geschwindigkeit den Werth

$$w = \frac{2\pi l n}{60},$$

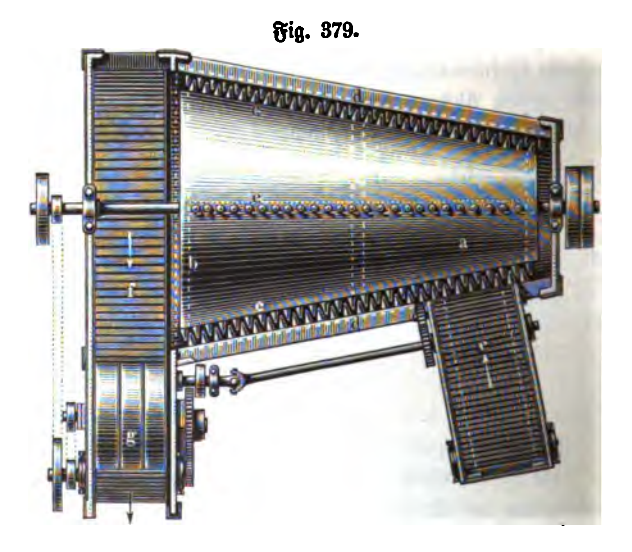
also unabhängig von x, d. h. für alle Punkte zwischen *a* und *b* gleich und von der Größe der Geschwindigkeit, welche ein Schlagstock von der Länge l an seinem Ende haben würde. Es ist auch deutlich, daß bei einer gleichen Bewegungsrichtung der Stöcke, wie sie auftritt, wenn die Axen in entgegengesetztem Sinne umlaufen würden, die Wirkung nur der Differenz der Geschwindigkeiten entspräche, und daher für gleiche Umdrehungszahlen gleich Null ausfallen würde.

Die durch das Zusammentreffen der beiderseitigen Schlagstöcke bearbeitete Baumwolle wird theilweise von den Stöcken der Welle *a* mitgeführt und dadurch einer wiederholten Bearbeitung unterworfen, theilweise von den Stöcken der Axe *b* an den festen Stäben *g* vorbeigeführt und aus dem Gehäuse der Schläger heraus durch die Oeffnung *m* geworfen. Hier fällt die gelockerte Masse auf das über die beiden Walzen *h* und *k* geführte endlose, mit Latten besetzte Tuch *t*, welchem durch langsame Umdrehung der Walze *h* die zur ununterbrochenen Herausführung der Baumwolle erforderliche Bewegung ertheilt wird.

Wie aus der Figur ersichtlich ist, befindet sich in geringem Abstande über diesem Abführungstuche die mit Drahtgewebe überzogene Siebtrommel *s*, aus deren Innerem durch die zu beiden Seiten angebrachten Canäle *n* vermittelst eines Exhaustors die Luft abgesaugt wird. In Folge hiervon wird der feine, durch die Maschen der Siebtrommel hindurchgehende Staub entfernt, ohne den Arbeitsraum zu verunreinigen, während die Baumwolle zwischen *t* und *s* hindurch aus der Maschine heraus gelangt. Die Betriebskraft wird ohne den Ventilator zu einer Pferdekraft angegeben und dürfte einschließlich des Ventilators doppelt so groß anzunehmen sein. Die tägliche Leistung beträgt nach der angezeigten Quelle 1200 bis 1500 kg.

Von den bisher angeführten Maschinen unterscheidet sich der durch Fig. 379 dargestellte conische Wolf hauptsächlich dadurch, daß hierbei die an

Fig. 379.



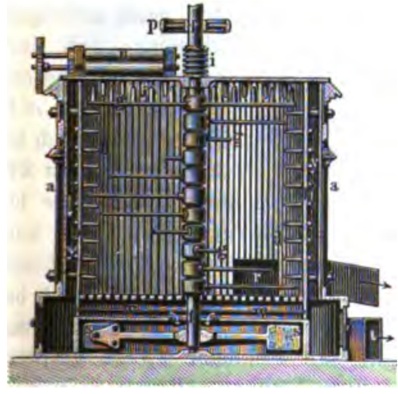
dem engen Ende des conischen Gehäuses bei *a* eingeführte Baumwolle der Länge nach durch das Gehäuse befördert wird, so daß der Austritt am weiten Ende bei *b* erfolgt. Diese Wirkung wird durch die kegelförmige Gestalt des Gehäuses erzielt, der zufolge die Baumwolle vermöge der Centrifugalkraft in schraubenförmigen Bahnen den Gehäusemantel nach dem weiten Ende hin durchzieht. Die Auflockerung wird hier durch Stifte *c* bewirkt, die an vier, im Umfange der conischen Trommel angebrachten Schienen sich befinden und zwischen den Stiften *d* hindurchschlagen, mit welchen zwei fest im Gehäusemantel befindliche Schienen versehen sind. Die Zuführung durch das Zuführungstuch *e* und die Einrichtung des Abführtuches *f* sind aus der Zeichnung ersichtlich, ebenso wie die Anordnung und Wirkungsweise der

Siebtrommel *g*, aus deren Innerem ein Ventilator die Luft absaugt, nach dem Vorherigen durch die Figur verdeutlicht wird. Das Gehäuse der Trommel ist durch einen Blechmantel gebildet, welcher in der unteren Hälfte mit länglichen Durchbrechungen versehen ist, um gröbere Verunreinigungen abzusondern. Die erforderliche Betriebskraft wird bei 400 bis 600 Umdrehungen der Trommel zu drei Pferdekraft und die tägliche Leistung zu 1000 bis 2500 kg angegeben.

Die stehende Anordnung der Wölfe oder sogenannten Oeffner ist in Baumwollspinnereien neuerdings sehr verbreitet. Ein solcher Wolf nach Hardacre's[1]) Bauart ist durch Fig. 380 versinnlicht. Die durch die Riemenscheibe *p* in Umdrehung versetzte stehende Axe *f* trägt unter einander eine Anzahl nach einer Schraubenlinie versetzter Schläger *g*, welche zwischen den an vier senkrechten Schienen angebrachten Stiften *d* hindurchschlagen. Der umgebende Gehäusemantel ist doppelt, derart, daß der innere Mantel *b* durch ein aus senkrechten Stäben gebildetes Gitter dargestellt wird, durch dessen Zwischenräume die Unreinigkeiten sowie Staub heraustreten können; in gleicher Art ist auch der Boden aus Stäben rostförmig hergestellt. Durch ein auf dem unteren Ende der Axe befindliches Flügelrad *s* wird der Staub aus dem Zwischenraume *y* zwischen den beiden Mänteln *a* und *b* angesaugt, um durch den Canal *t* entfernt zu werden.

Fig. 380.





Die ununterbrochene Zuführung der zu verarbeitenden Baumwolle wird hier durch mehrere über dem Gehäusedeckel radial gelagerte Einführungswalzen *n* bewirkt, welche die Baumwolle durch eine Oeffnung des Deckels in das Innere des Gehäuses fallen lassen. Hier wird sie zuerst durch die auf dem obersten Schläger angebrachten Stifte *h* ergriffen und von diesen

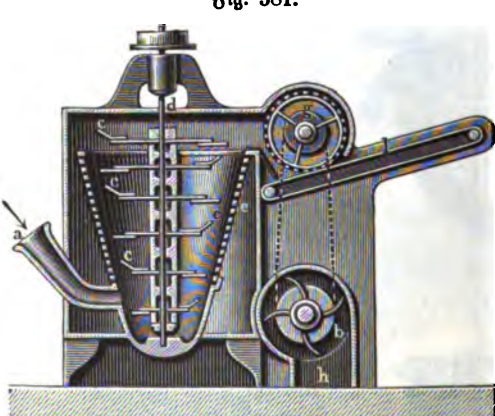
[1]) Prechtl, Suppl.-Bd. 1.

zwischen festen Stiften *e* am Deckel hindurchgeführt, um darauf in schraubenförmigen Gängen den Mantel nach unten zu durchziehen, wo ihr in der Oeffnung *r* ein Ausweg geboten wird. Die langsame Umdrehung der Speisewalzen wird durch die auf der Schlägerwelle befindliche Schnecke *i* vermittelt.

Die Schlägerwelle macht hier 700 bis 1000 Umdrehungen; der Arbeitsaufwand wird zu $1^1/_4$ bis $1^1/_2$ Pferdekraft und die stündliche Leistung zu 350 kg Baumwolle angegeben.

Auch den conischen Wolf hat man vielfach stehend ausgeführt, und zwar so, daß das Material den Wolf von unten nach oben durchzieht. Hierzu dient die durch Fig. 381 [1]) dargestellte Anordnung. Die durch das Rohr *a* von oben einfallende Baumwolle wird in Folge der vereinten Wirkung des durch den Ventilator *b* erzeugten kräftigen Luftstroms und der Centrifugalkraft nach dem oberen weiteren Ende des conischen Gehäuses befördert, welche aufsteigende Bewegung noch durch die aufwärts gebogenen Arme *c* der Axe *d* befördert wird. Auch hier treten die fremden Körper durch die Zwischenräume des gitterförmigen inneren Mantels *e* hindurch, während der Staub durch die Siebtrommel *g* angesaugt und durch die Blaseöffnung *h* des Ventilators nach einer Staubkammer befördert wird. Die aufgelockerte Baumwolle gelangt zwischen der Siebtrommel *g* und dem Abführtuche *l* aus der Maschine heraus. Eine besondere Speisevorrichtung ist hier nicht nöthig, indem der durch den Ventilator erzeugte Luftstrom stark genug ist, um die Baumwolle stetig durch das Einfallrohr *a* anzuziehen. Häufig wendet man zwei derartige Maschinen in demselben Gehäuse in solcher Art an, daß das Speiserohr *a* der zweiten Maschine die Baumwolle unmittelbar aus dem oberen Raume über den Schlägern der ersten Maschine empfängt.

Fig. 381.

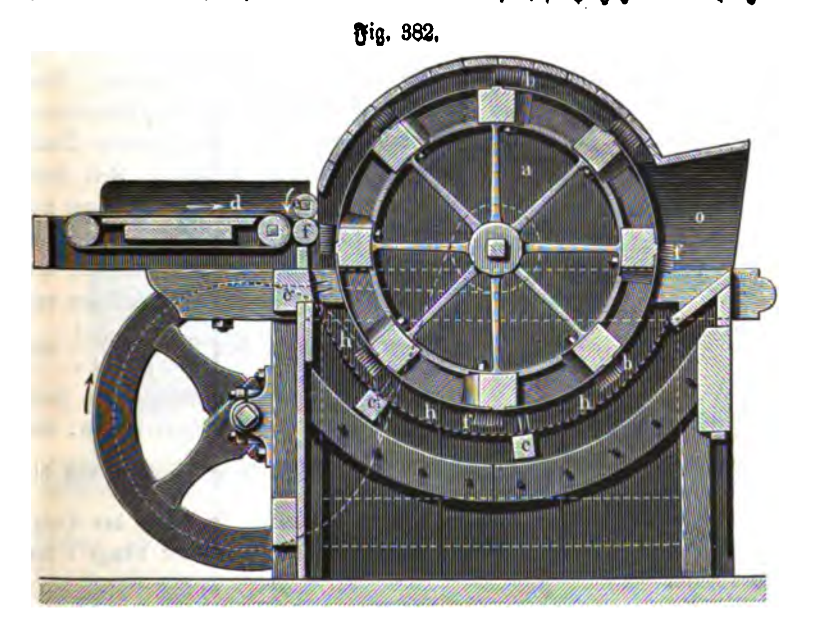


[1]) Polytechn. Centralbl. 1862.

Reisswölfe. Von den vorstehend besprochenen Schlagwölfen, wie sie hauptsächlich zur Auflockerung der Baumwolle unter dem Namen Oeffner oder Oeffnungsmaschinen benutzt werden, unterscheiden sich die Reißwölfe, welche vornehmlich zu der Vorbereitung der Schafwolle dienen, dadurch, daß die durch den Einführungsapparat wie durch eine Zange festgehaltene Wolle von dicht daran vorbeistreifenden spitzen Zähnen der Trommel gewissermaßen ausgezupft wird. Diese Wirkung erscheint daher besonders geeignet zur Auflösung der Flocken oder Büschel, zu welchen die Wollhaare in dem Vließe der Schafe vereinigt zu sein pflegen. §. 115.

Aus der Fig. 382 [1]), welche einen älteren Reißwolf für Streichwolle vorstellt, erkennt man, daß die Trommel *a* mit acht schräg gegen die Axe ge-

Fig. 382.



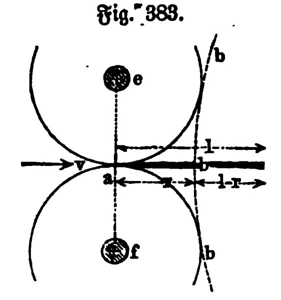
stellten Reihen spitzer Zähne *b* versehen ist, welche bei der Drehung der Trommel durch die an den festen Stäben *c* befindlichen, ebenfalls scharfen Spitzen in derselben Art hindurchtreten, wie dies bei mehreren der vorbesprochenen Schlagwölfe hinsichtlich der stumpfen Zähne angeführt worden. Die von dem Zuführtuche *d* dargebotene Wolle gelangt vor ihrem Eintritte in die Trommel zwischen die beiden Walzen *e* und *f*, welche mit einer Umfangsgeschwindigkeit sich drehen, die etwas kleiner ist, als die Geschwindigkeit des Zuführtuches. Da man die obere Walze *e* durch Gewichte fest auf die

[1]) Prechtl, Technol. Encyklopädie, Bd. 19.

untere f preßt, so wird die zwischen beiden hindurchtretende Wolle wie in einer Zange festgehalten, wodurch die auskämmende und auflösende Wirkung der dicht an diesen Walzen vorübergehenden Zähne der Trommel ermöglicht wird. Auch hier ist wieder ein die Trommel im unteren Theile umgebender Rost h zum Absondern fester Körper angebracht, die aufgelockerte Wolle wird durch die Oeffnung o aus dem Gehäuse herausgeworfen.

Wie man aus der Fig. 383 erkennt, ist für diese Wirkung die Größe des Durchmessers der Speisewalzen von hervorragendem Einflusse. Ein bei a von den beiden Walzen e und f erfaßtes Wollhaar von der Länge l wird von den Spitzen der Trommelzähne erst in dem Augenblicke getroffen, in welchem es bis zu dem Kreise b vorgerückt ist, in welchem die Spitzen der Zähne sich bewegen, wenn also das Haar um eine Länge gleich dem Halbmesser r der Speisewalzen frei über a hinausragt, vorausgesetzt, daß die Spitzen der Zähne möglichst nahe an den Walzen vorbeistreifen. Eine

Fig. 383.



Einwirkung der Trommelzähne auf die zwischen den Einführungswalzen eingeklemmte Wolle findet daher nur in derjenigen Zeit statt, während welcher das betreffende Wollhaar um die übrige Länge $l - r$ vorrückt. Bezeichnet man mit v die Umfangsgeschwindigkeit der Zuführungswalzen, so wird ein Wollhaar von der Länge l während der Zeit $t = \frac{l}{v}$ von den Walzen festgehalten, wogegen die Zeit, während welcher die Zähne der Trommel auf das Wollhaar wirken, nur zu $t_1 = \frac{l - r}{v} = \frac{l - r}{l} t$ gegeben ist. Man erkennt hieraus, daß die gedachte auszupfende Wirkung gar nicht stattfindet, so lange der Halbmesser r der Zuführungshalbmesser nicht kleiner ist als die Länge l des Wollhaars.

Um eine möglichst kräftige Wirkung zu erzielen, hat man daher den Zwischenraum zwischen dem Festhaltungspunkte a und dem Angriffskreise b möglichst klein zu halten, was entweder durch sehr kleine Walzenhalbmesser r oder besser durch die sogenannte Muldenzuführung erzielt werden kann, welche bei dem durch Fig. 384 dargestellten Reißwolfe[1]) angewendet ist. Bei dieser Maschine ist die Trommel a auf ihrer ganzen Umfläche mit vielen scharfen Zähnen besetzt, welchen die Wolle durch die mit Drahtkratzen versehene Zuführungswalze b dargeboten wird. Da diese letztere auf ihrer Unterfläche durch eine feste, muldenförmig ausgehöhlte Platte k umgeben

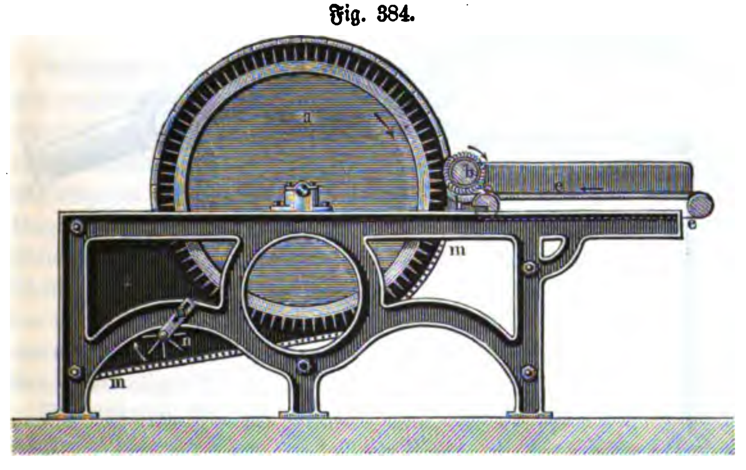
[1]) Prechtl, Technol. Encykl., Taf. 461, Art. Tuchfabrikation.

wird, welche einerseits sich unmittelbar an das Zuführtuch *e* anschließt, und andererseits mit dem vorderen Ende bis dicht an die Trommelzähne herantritt, so wird hierdurch der beabsichtigte Zweck in vorzüglicher Weise erreicht, den Punkt, in welchem die Wolle festgehalten wird, möglichst nahe an den Umfang der Trommel zu verlegen.

Der unterhalb der Trommel angebrachte, aus eisernen Stäben gebildete Rost *m* gestattet den Verunreinigungen der Wolle das Durchfallen, welcher Zweck wesentlich durch eine mit durchgesteckten Schlägern versehene Welle *n* befördert wird, die bei ihrer schnellen Umdrehung die Wolle nochmals emporwirft und durcheinander schüttelt.

Für den in unserer Quelle angegebenen Wolf wird angegeben, daß die Trommel von 0,9 m Durchmesser (bis zu den Zahnspitzen gemessen) in der

Fig. 384.

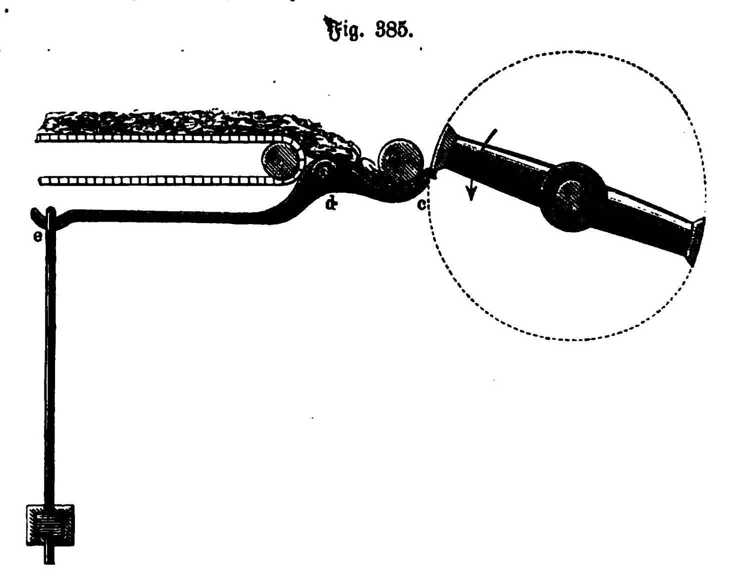


Minute 300 Umdrehungen macht, daher mit einer Geschwindigkeit von 14,1 m sich bewegt, während der Umfang der Häkchenwalze von 0,145 m Durchmesser übereinstimmend mit dem Zuführtuche sich mit einer Geschwindigkeit von 2,65 m in der Minute bewegt. Demgemäß fallen auf je ein Centimeter Länge der zugeführten Wolle $\frac{300}{265} = 1,13$ Umgänge der Trommel, so daß, wenn der Umfang der Trommel mit 64 Reihen Zähnen besetzt ist, ein Wollhaar für je ein Centimeter Länge durch $1,13 \,.\, 64 = 72$ Schläge der Zähne ausgekämmt wird.

Eine weitere Verbesserung hat man an der vorbeschriebenen Muldenzuführung, insbesondere bei den im folgenden Paragraphen näher zu besprechenden *Schlagmaschinen* für Baumwolle dadurch vorgenommen, daß man die Mulde *h* nicht aus einer einzigen festen Platte bestehen läßt, sondern

durch eine größere Anzahl von Hebeln *c d e*, Fig. 385, bildet, welche dicht neben einander sämmtlich lose drehbar auf der Axe *d* angebracht sind. Die entsprechend hohl geformten kurzen Arme *c* dieser Hebel bilden hierbei eine nachgiebige Mulde von solcher Art, daß einzelne Theile derselben entsprechend nach unten ausweichen können, wenn das Material daselbst in dickerer Lage eingeführt wird. Gewichte oder Federn an den langen Hebelarmen dieser sogenannten Klaviermulde bewirken dabei das genügend kräftige Festhalten der einzelnen Wollpartien. Wenn man, wie dies bei der Anwendung von zwei Zuführungswalzen üblich ist, der verschiedenen Dicke des auf dem Zuführtuche ausgebreiteten Materials dadurch Rechnung trägt,

Fig. 385.



daß man die obere Walze in ihren Lagern nachgiebig macht und sie durch Gewichte oder Federn mit bestimmtem Drucke gegen die untere Walze preßt, so ist hiermit der Uebelstand verbunden, daß die obere Walze die Wolle oder Baumwolle nur an den Stellen größter Dicke genügend festhält, während an anderen Stellen ganze Flocken oder Haarbüschel unaufgelöst zwischen den Walzen hindurchgezogen werden.

In ähnlicher Art, wie der vorstehend beschriebene Reißwolf, wirken auch die unter dem Namen Lumpenwölfe bekannten Maschinen, welche zur Auflösung gebrauchter Tuchlappen in die einzelnen Wollhaare behufs Darstellung der sogenannten Kunst- oder Lumpenwolle gebraucht werden. Wegen des festen Zusammenhanges, welchen hierbei die Wollhaare in den aus gedrehten Fäden gewebten oder gewirkten Lumpen haben, muß der An-

griff ein sehr kräftiger sein; demgemäß wird auch eine entsprechende Ausführung der Reißzähne gewählt, indem man z. B. durch Vereinigung vieler Sägeblätter eine Trommel nach Art derjenigen der Rübenreibemaschinen bildet. Auch zum Wiederauflösen der Garnabfälle in die Haare oder Fasern

Fig. 386.



behufs wiederholter Verarbeitung der letzteren wendet man ähnliche Maschinen an, bei denen die Trommeln zuweilen mit dichtliegenden Schraubenwindungen von Draht umgeben werden, in welche nach Fig. 386 Zähne eingefräst werden.

§. 116.

Schlagmaschinen. Da alle bisher besprochenen Wölfe das Material mit einzelnen getrennt stehenden Spitzen oder Stiften bearbeiten, so vermögen sie eine vollständige Auflösung der einzelnen Flocken in die in denselben enthaltenen Fasern oder Haare nicht zu bewirken, insofern zwischen den einzelnen Zähnen der Trommel solche Flocken unzertheilt hindurch gelangen können. Bei Materialien, welche, wie die Baumwolle, wegen der Feinheit der daraus zu spinnenden Fäden eine vollständige Auflösung aller Flocken in die Elementarfibern erfordern, genügt daher die Bearbeitung in den vorstehend beschriebenen Wölfen und Oeffnungsmaschinen nicht, vielmehr unterwirft man die Baumwolle nach dem Wolfen immer noch einer ein- oder mehrmaligen Bearbeitung in den sogenannten Schlagmaschinen.

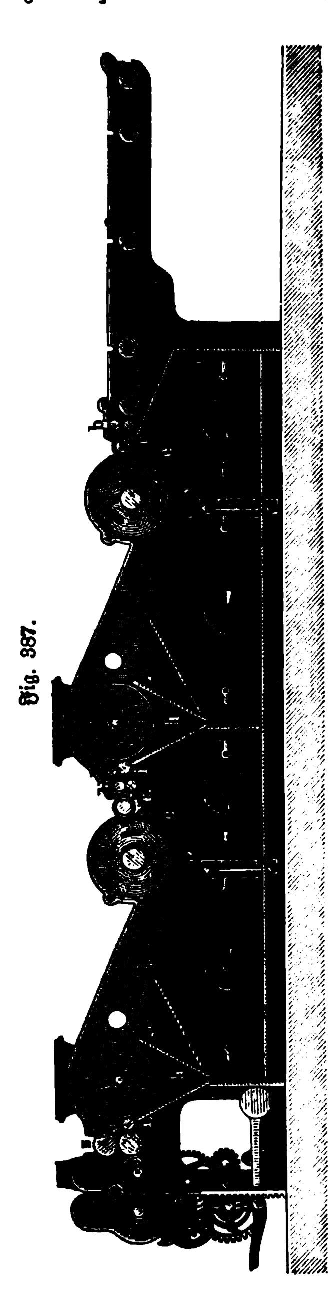
Eigenthümlich ist jeder Schlagmaschine die Schlagtrommel, d. h. eine wagrechte Welle mit zwei oder drei zur Axe parallelen Schlagstäben oder Schienen, welche bei der Umdrehung der Welle möglichst dicht an einem Einlaßapparate vorbeistreifen, durch den die Baumwolle zugeführt wird. Zu diesem Einlaßapparat wird wieder entweder ein paar geriffelter Speisewalzen oder besser eine mit Zähnen besetzte Walze in einer Mulde verwendet. Da die Zuführung des Materials nur sehr langsam geschieht, die Schlägerwelle aber sehr schnell sich dreht, so empfängt jede Faser während der Zeit ihres Durchganges durch den Zuführapparat eine große Anzahl kräftiger Schläge, deren auflösende Wirkung wie folgt zu beurtheilen ist.

Ein durch die beiden Zuführungswalzen festgehaltener Flocken Baumwolle empfängt auf dem über die Walzen hinausragenden Theile die Schläge der daran vorbeigehenden Schienen. Hierdurch wird nicht nur der in den frei hervorstehenden Fasern enthaltene Staub und Schmutz herausgeschlagen, sondern es werden durch den Schläger auch alle diejenigen Fasern mit-

genommen, welche bereits gänzlich durch die Walzen hindurchgegangen sind, also an den hinteren Enden nicht mehr zurückgehalten werden. Die Schlagschienen üben daher auf jede einzelne Faser so lange eine ausklopfende und abstreifende Wirkung aus, als diese Faser durch die Walzen festgehalten wird, und da die Geschwindigkeit der Schläger sehr bedeutend ist, dagegen die Zuführung der Baumwolle nur langsam erfolgt, so erklärt sich hieraus die vorzügliche Auflockerung der Baumwolle durch die Schlagmaschinen. Setzt man beispielsweise eine Zuführungsgeschwindigkeit der Baumwolle von 1 m in der Minute und eine Umdrehungszahl der zweiflügeligen Schlägerwelle von 1500, also eine Schlagzahl von 3000 für dieselbe Zeit voraus, so entfallen auf jedes Millimeter Faserlänge drei Schläge. Eine Faser von 25 mm Länge würde daher, wenn sie durch Cylinder von 15 mm Halbmesser zugeführt würde, und zwischen den Flügeln und den Cylindern ein Zwischenraum von 3 mm bestände (25 — 15 — 3) 3 = 21 Schläge erhalten, während die Zahl der auf dieselbe Faser entfallenden Schläge bei einer Muldenzuführung erheblich größer, nämlich bei demselben Zwischenraume (25 — 3) 3 = 66 sein würde. Man erkennt hieraus die Nothwendigkeit und Zweckmäßigkeit der Muldenzuführung insbesondere für kurze Baumwollsorten, denn auf die hier gedachte abstreifende Wirkung würde bei Anwendung von Zuführungswalzen von 30 mm Durchmesser offenbar gar nicht zu rechnen sein, wenn die Faserlänge bei dem vorausgesetzten Zwischenraume von 3 mm zwischen Flügel und Walzen nicht größer als 18 mm wäre.

Die Entfernung gröberer Unreinigkeiten geschieht bei den Schlagmaschinen in ähnlicher Art wie bei den Wölfen durch Gitter oder Rechen unterhalb der Schlägerwelle und ebenso ist die Verwendung der aus §. 114 bekannten Siebtrommeln hier allgemein üblich, um mit Hülfe des durch einen besonderen Ventilator erzeugten kräftigen Luftstroms eine Absonderung des Staubes durch die Oeffnungen der Siebtrommel und durch deren hohle Axe zu erzielen.

Außerdem pflegt man die Schlagmaschinen immer mit einem Apparate zu versehen, welcher dem Zwecke dient, die aufgelockerte, formlose Masse in die Gestalt eines Tuches oder Vließes zu bringen, um eine leichtere Handhabung zu ermöglichen. Die hierzu dienende Einrichtung führt den Namen Wickelapparat, weil in ihr die Aufwickelung des gebildeten Vließes (Watte) auf eine Spule zu einem spiralförmigen Wickel bewirkt wird. Auch mag hier bemerkt werden, daß schon bei den Schlagmaschinen der Grund zu einer bestimmten gleichmäßigen Feinheit des zu spinnenden Garns dadurch gelegt wird, daß man auf eine ganz bestimmte Länge des Zuführungstuches immer dieselbe ebenfalls bestimmte, genau abgewogene Menge Baumwolle möglichst gleichmäßig vertheilt.


Fig. 387.

Eine Baumwollschlagmaschine mit zwei hinter einander in demselben Gehäuse arbeitenden Schlägern nach Wiede's Construction ist durch Fig. 387 [1]) dargestellt.

Die Zuführung der Baumwolle durch das endlose Zuführungstuch a, die Riffelcylinder b und die Mulde c zu dem dreiflügeligen Schläger d ist nach dem Vorangegangenen deutlich, ebenso die Absonderung gröberer Unreinigkeiten durch den Rost e unterhalb der Schlagtrommel. Feinere Unreinigkeiten gelangen durch die Zwischenräume zwischen den Platten der geneigten Ebene f in die darunter befindliche Kammer, während die Siebtrommel g den Staub in bekannter Art absondert. Diese Siebtrommel dreht sich hier nach der Richtung des Pfeiles und sie empfängt die Baumwolle auf dem oberen Theile des Umfanges, gegen welchen dieselbe vermöge der großen, durch die Schläger erlangten Geschwindigkeit geschleudert wird. Da die in dem Raume h unterhalb der Siebtrommel befindliche Luft in Ruhe ist, insofern sich an die Siebtrommel einerseits die geneigte Ebene f, andererseits die Reinigungswalze i anschließt, so ist hierbei dem schwereren, in die Trommel gelangten Staube noch Gelegenheit geboten, nach unten hindurch zu fallen und sich in dem Raume h abzusondern. Die hier beschriebene Wirkung wiederholt sich in derselben Weise in dem zweiten Theile der Maschine zwischen dem Schläger d_1 und der Siebtrommel g_1. Die von der letzteren durch die Riffelwalzen $i_1 k_1$ abgelöste

---

[1]) Hülße, Art. Baumwolle in Prechtl, Techn. Encyklop. Suppl.-Bd. I, Taf. 5.

Baumwolle gelangt zwischen die Druckwalzen s, zwischen denen sie zu einer zusammenhängenden Watte gepreßt wird, um auf die Spule m in spiralförmigen Windungen gewickelt zu werden. Zu diesem Behufe liegt die Spule m auf den beiden glatt abgedrehten cylindrischen Wickelwalzen op, durch deren nach übereinstimmender Richtung erfolgende Drehung sie durch Reibung mitgenommen wird. Wegen der stetigen Verdickung des in dieser Weise auf der Spule sich bildenden Wickels ist der Spule das entsprechende Aufsteigen gestattet, indem ihre Enden in beiderseits vorhandenen senkrechten Schlitzen ihre Führung erhalten.

Um hierbei stets den erforderlichen Druck des Wickels m gegen die Wickelwalzen op zu erzielen, wie derselbe nicht nur zur Erzeugung der hinreichenden Reibung, sondern auch zur Erlangung eines festen Wickels nöthig ist, kann man die Enden der Wickelspule durch entsprechende Gewichte belasten. Bei der in der Figur dargestellten Maschine wird indessen ein stetiger Druck zwischen dem Wickel und den Wickelwalzen op dadurch hervorgebracht, daß an jeden Zapfen der Spule m eine Zugstange s gehängt ist, welche in ihrem unteren Theile zu einer Zahnstange ausgebildet ist, die in ein kleines Zahnrad u eingreift. Ist nun gleichfalls auf der Axe der beiden Zahnräder u eine Bremsscheibe w angebracht, an deren Umfange durch ein Bremsband und ein Bremsgewicht ein bestimmter Reibungswiderstand W erzeugt wird, so veranlaßt dieser Widerstand, welcher bei dem Aufsteigen des Wickels überwunden werden muß, daß auf den letzteren von den Wickelwalzen op aus ein senkrechter Druck von der Größe

$$P = W \frac{w}{u}$$

ausgeübt wird, wenn mit u und w die Halbmesser des Zahnrades und der Bremsscheibe bezeichnet werden.

Die mit Hülfe solcher Wickelapparate gebildeten Wattenwickel gestatten eine bequeme Vorlage des Materials bei der folgenden Verarbeitung unter möglichster Vermeidung von Handarbeit, indem man einen oder mehrere solcher Wickel auf das Zuführtuch der folgenden Maschine legt, welches bei seiner Bewegung ein Abziehen der Watten von den Wickeln bewirkt.

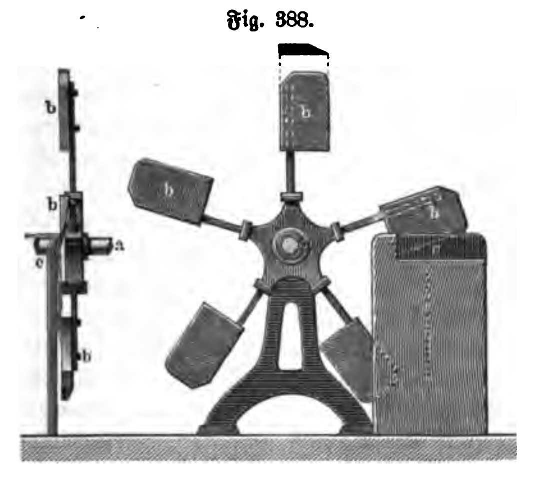
Eine Maschine, wie die vorstehend beschriebene, deren erster Schläger 1400 bis 1500 und deren zweiter 1600 bis 1700 Umdrehungen in der Minute macht, erfordert eine Betriebskraft von etwa vier Pferden, und verarbeitet bei 42″ = 1,1 m Breite wöchentlich 3000 kg Baumwolle. Der durch Gewichtshebel ausgeübte Druck zwischen den Walzen s wird etwa zu 50 Ctr. bemessen. Die Dicke der auf der Wickelspule enthaltenen Watte ist, abgesehen von dem Abgang an Staub u. s. w., natürlich in demselben Verhältniß geringer, als die Dicke der dem Zuführtuche übergebenen Vorlage, in welchem die Geschwindigkeiten des Zuführtuches und der Wickel-

walzen zu einander stehen. Man pflegt wohl eine zwei= bis dreifache Wattenverdünnung vorzunehmen.

Schwingmaschinen. Mit den Schlagmaschinen für Baumwolle stimmen die Schwingmaschinen für Flachs insofern in gewisser Hinsicht überein, als auch bei diesen letzteren eine Absonderung durch die abstreifende Wirkung schienenartiger Werkzeuge erzielt wird, welche in schneller Aufeinanderfolge an der festgehaltenen Faser vorbeigeführt werden. Die größere Länge und die besonderen Eigenschaften der Flachsfaser bedingen hierbei eine andere Art des Festhaltens und Zuführens des Materials, als vorstehend für Baumwolle angegeben. §. 117.

Bei dem sogenannten Schwingen des Flachses handelt es sich darum, die durch Brechmaschinen (s. §. 29) vorbereiteten Flachsristen von den

Fig. 388.



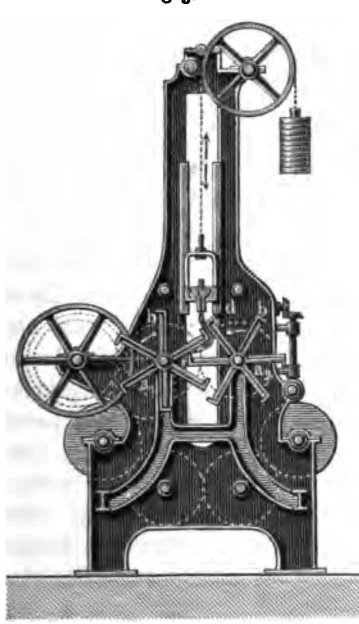
holzigen Schäbetheilen zu befreien, welche beim Brechen durch das Zerknicken der Stengel entstanden sind. Demgemäß wird das Schwingen mit jeder Flachsriste derart vorgenommen, daß dieselbe an einem Ende festgehalten wird, während der frei herabhängende Theil der abstreifenden Einwirkung der betreffenden Schienen oder Schwingmesser unterworfen ist. Vielfach geschieht bei den Schwingmaschinen dieses Festhalten und Darbieten der Flachsriste durch die Hand des Arbeiters in derselben Weise, wie es bei dem Handschwingen der Fall ist. Die hierfür dienenden Maschinen haben die einfache, durch Fig. 388 versinnlichte Einrichtung. Eine auf der Welle *a* befestigte Rosette trägt an ihren fünf Armen, in deren Ebene ebenso viele Brettchen oder hölzerne Schwingmesser *b* von 400 bis 450 mm Länge und 200 mm Breite, welche bei der Umdrehung der Welle dicht an

der feststehenden senkrechten Platte c vorbeischlagen, über deren obere Kante die von dem Arbeiter gehaltene und allmählich vorgerückte Flachsriste herabhängt. In Folge dessen streifen die vorbeischlagenden Schwingmesser die Schäbetheilchen sowie auch die kürzeren Fasern ab, welche wegen ihrer geringen Länge nicht festgehalten werden. Auch ist es nicht zu vermeiden, daß durch die Wirkung der Schwingmesser selbst einzelne Fasern zerrissen werden, was man durch federnde Arme der Schwingmesser und durch die der Plattenkante ertheilte Nachgiebigkeit nach Möglichkeit zu vermeiden trachtet. Es ist ersichtlich, daß die an einem Ende festgehaltene Riste nicht nur gewendet werden muß, um beide Seiten den Schwingmessern darzubieten, sondern daß, da das festgehaltene Ende sich der Wirkung entzieht, eine zweimalige Bearbeitung vorgenommen werden muß, indem einmal das eine und dann das andere Ende der Riste festgehalten wird. In der Regel geschieht das Schwingen zweimal hinter einander in besonderen Maschinen (Vor- und Reinschwingen), von denen meist eine größere Anzahl eine gemeinsame Welle haben. Auch das bei dem Vorschwingen abgetrennte kurze Fasermaterial oder Werg wird wohl noch auf besonderen Wergschwingständen verarbeitet, um einen Theil der darin enthaltenen Fasern zu gute zu machen. Die Schwingwelle a läßt man in der Minute 150 bis 200 Umdrehungen machen, so daß in dieser Zeit 750 bis 1200 Schläge erfolgen, für welche die größte Geschwindigkeit an der etwa 0,9 m von der Axe entfernten äußeren Kante sich zu 14 bis 18 m berechnet. Auf einem Schwingstande zum Vorschwingen und zwei dazu gehörigen Ständen zum Reinschwingen können drei Arbeiter stündlich 2 bis 4 kg Reinflachs liefern.

Zur möglichsten Vermeidung der Handarbeit durch eine selbstthätige Zuführung des Materials hat man der Maschine zum Schwingen die durch Fig. 389 dargestellte Einrichtung gegeben. Als Schwingmesser werden hierbei die Schienen oder Stäbe b verwendet, welche durch entsprechende Armkreuze mit den beiden neben einander gelagerten Axen a_1 und a_2 so verbunden sind, daß bei der Umdrehung der letzteren nach entgegengesetzten Richtungen die Schienen der einen Axe zwischen diejenigen der anderen treten. In Folge dessen wird eine in die darüber befindliche Klammer c eingespannte, senkrecht herabhängende Flachsriste gleichzeitig auf beiden Seiten der abstreifenden Wirkung der besagten Schienen ausgesetzt, und man erzielt eine allmähliche Darbietung des Flachses einfach durch langsame Senkung der Klammer c. Bei dieser Maschine werden vier solcher Klammern hinter einander auf eine horizontale Bahn d geschoben, so daß während des Niedergehens dieser Bahn der Flachs aller vier Klammern der gedachten Bearbeitung unterworfen wird. Hierauf wird diese Bahn, und zwar mit größerer Geschwindigkeit, wieder erhoben und in dieselbe auf der einen Seite eine Klammer neu eingeführt, wodurch auf der anderen Seite

die vorderste Klammer von der Bahn heruntergeschoben wird. Bei dem darauf folgenden Niedergehen der Bahn findet ein wiederholtes Schwingen des Flachses statt, und es ist ersichtlich, daß jede Flachsriste während ihres Durchganges durch die Maschine viermal nach einander der Einwirkung der Schwingstäbe *b* ausgesetzt wird. Man pflegt dabei wohl die arbeitenden Kanten der Schwingstäbe nach sanften Wellenlinien zu formen, deren Hervorragungen von der Eintrittsseite nach der Austrittsseite hin stufenweise an Tiefe zunehmen, so daß bei jeder folgenden Schwingoperation ein tieferes Eingreifen der Schienen in den Flachs erzielt wird, als bei der vorhergegangenen.

Fig. 389.

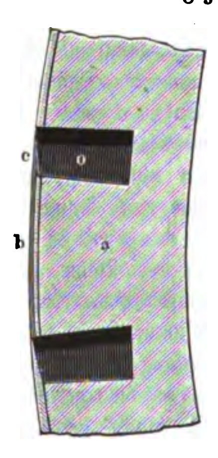


Die hier gedachte langsame Abwärtsbewegung und die schnellere Erhebung der Bahn *d* und der darauf ruhenden Klammern wird durch in der Figur nicht näher angegebene Hebel von einer Daumenwelle aus bewirkt, ebenso wie in der höchsten Stellung der Bahn eine selbstthätige Verschiebung der Klammern um eine Klammerbreite stattfindet. Die Bedienung der Maschine beschränkt sich daher auf die regelrechte Vorlage der mit Flachs gefüllten Klammern einerseits und auf die Wegnahme und Entleerung derselben auf der anderen Seite. Da das zwischen den Klammerbacken eingespannte Ende der Flachsfasern der Wirkung der Schwingstäbe entzogen bleibt, so muß auch hier ein Umspannen und zweimaliges Schwingen des Flachses vorgenommen werden.

Klettenwölfe. Die Vließe der Schafe, besonders der südamerikanischen, sind vielfach durch Pflanzenreste, sogenannte Kletten, verunreinigt, deren Entfernung durch Maschinen von geeigneter Einrichtung, die sogenannten Klettenwölfe, geschehen kann. Wenngleich diese Maschinen in der neueren Zeit weniger häufig im Gebrauch sind, da man sich jetzt vielfach des sogenannten Carbonisirens bedient, d. h. einer Zerstörung der vegetabilischen Stoffe durch Behandlung mit Säuren, so sind die Klettenwölfe doch wegen der Eigenthümlichkeit ihrer Wirkungsart als interessante Beispiele von Absonderungsmaschinen hier anzuführen. §. 118.

Der innige Zusammenhang, welcher zwischen diesen meist mit stacheligen Widerhäkchen versehenen Kletten und den sie umschlingenden, gekräuselten Wollhaaren besteht, bietet der Trennung durch Maschinen ein großes Hinderniß dar, indem diese Trennung unter möglichster Schonung der Wollhaare stattfinden muß, wenn nicht durch Zerreißen der letzteren das theure Material einer beträchtlichen Entwerthung ausgesetzt sein soll. Das Mittel, dessen man sich zu dem Zwecke bei den besseren Entklettungsmaschinen bedient, besteht aus einer Trommel, der Klettenwalze, welche auf ihrem Umfange derart mit spitzen Zähnchen versehen ist, daß die letzteren die ihnen dargebotenen Wollhaare aufspießen und mit sich fortführen, eine Wirkung, die durch Anordnung von Bürstenwalzen, welche die Wollhaare in die Zähnchen der Klettenwalze einstreichen, erreicht wird. Hierdurch wird auf dem Umfange der Klettenwalze ein dünner Ueberzug von Wollhaaren gebildet, in welchem die besagten Kletten als dickere Theile enthalten sind, die von den Schlagschienen einer schnell rotirenden Schlägerwalze abgeschlagen werden, sobald diese Schienen hinreichend dicht an dem Umfange der Klettenwalze vorbeistreifen. Damit hierbei nicht auch die Wollhaare durchschlagen werden, ordnet man im Umfange der Klettenwalze zwischen den Zähnchen seichte Nuthen von geringer Breite an, in welche die Wollhaare sich einlegen können, so daß sie von den Schlagschienen nicht getroffen werden, während die Kletten wegen ihrer größeren Dicke von den Schlagleisten abgestreift werden.

Fig. 390.



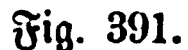


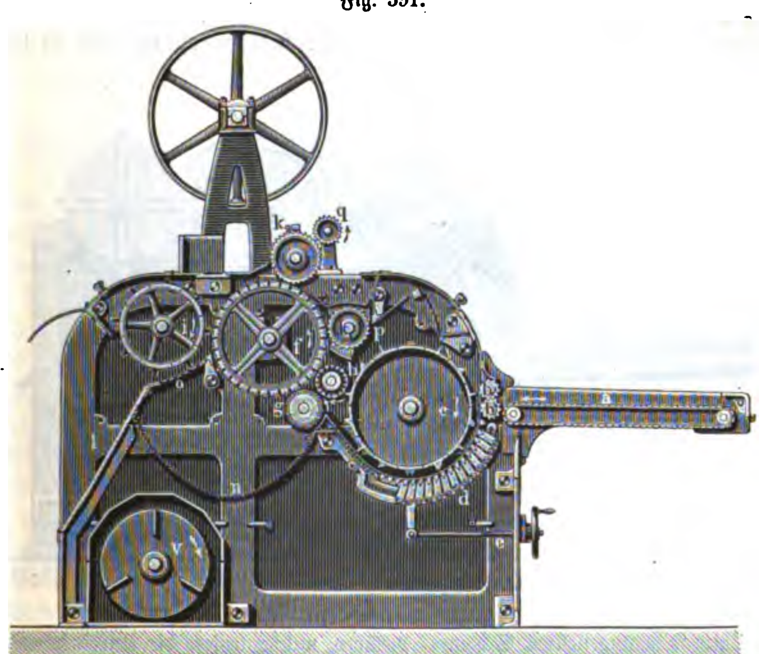
Die Anordnung der besagten Zähnchen im Umfange der Klettenwalze erkennt man aus Fig. 390. Hierin bedeutet *a* den Kranz der Klettenwalze, auf welchem die mit den Spitzen *c* versehenen Schienen *b* befestigt sind. Die Höhlung *o* unter jeder Zahnreihe ermöglicht das Aufspießen der Wolle und bei *n* sind die Nuthen angedeutet, welche den Wollhaaren zu beiden Seiten jedes Zähnchens das Einlegen gestatten.

Die Einrichtung eines vollständigen Klettenwolfes aus der Fabrik von Demeuse, Houget & Co. in Aachen ist aus Fig. 391 zu erkennen.

Die durch das endlose Zuführtuch *a* den geriffelten Speisewalzen *b* zugeführte Wolle wird von den letzteren zunächst der Schlägertrommel *c* dar-

geboten, welche eine vorgängige Auflockerung nach Art der Schlagwölfe bewirkt, wobei ein großer Theil der Unreinigkeiten durch den Rost *d* abgesondert wird, dessen Zwischenräume mit Hülfe der Stellschrauben *e* in gewissem Grade regulirt werden können. Die so vorbereitete Wolle wird an die Klettenwalze *f* durch die mit Drahtzähnchen besetzte Walze *g* und die Bürstenwalze *h* übertragen, so daß nun durch die beiden Schlägerwalzen k_1 und k_2 das Abstreifen der Kletten in der oben besprochenen Art erfolgen kann. Während die von der unteren Schlagwalze k_1 abgetrennten Kletten zur Ge-


Fig. 391.

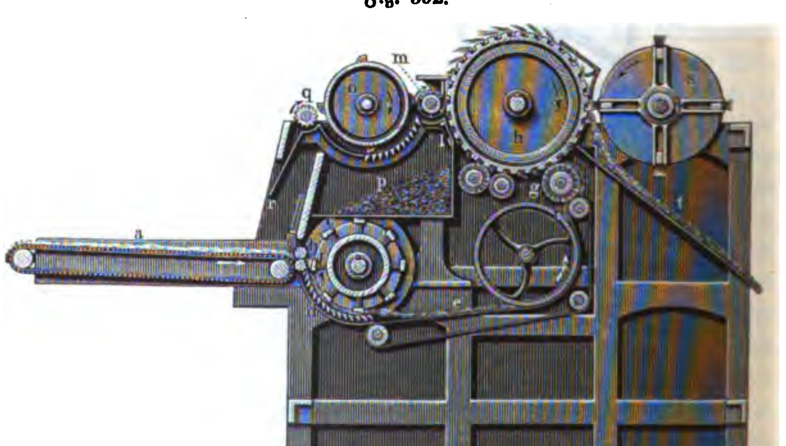


winnung der an denselben noch haftenden Wollhaare zur nochmaligen Verarbeitung der Schlagtrommel *c* zugewiesen werden, gelangen die von der oberen Schlagwalze k_2 abgetrennten Theile aus der Maschine heraus ins Freie. Die in den Zähnchen der Klettenwalze enthaltenen, solchergestalt von den Kletten befreiten Wollhaare werden durch die mit Borsten besetzte, schnell umlaufende Walze *i* aus den Zähnen ausgebürstet, so daß letztere zur Aufnahme neuen Materials befähigt sind, während die gereinigte Wolle bei *l* aus der Maschine heraustritt. Etwaige, noch durch das Sieb *o* fallende Unreinigkeiten werden auf dem Drahtboden *n* aufgefangen. Um die Schläger-

walzen k_1 und k_2 von etwa anhängenden Kletten zu reinigen, dient bei der unteren Walze k_1 ein dicht herantretendes Abstreifblech p, während für die obere k_2 eine besondere Reinigungswalze q vorgesehen ist. Zur Beseitigung des Staubes dient der Ventilator v.

Eine andere Maschine zum Entkletten der Wolle von Sykes in Huddersfield ist durch Fig. 392 veranschaulicht. Auch hier wird die durch das Zuführtuch a und die Speisecylinder b dargebotene Wolle von den Schlägern c bearbeitet und gelangt, durch den Rost d theilweise von den Unreinigkeiten befreit, auf das endlose Tuch e, um die Walze f herum nach der Bürstenwalze g, durch welche sie an die Klettenwalze h übertragen wird. Die von den Zähnen dieser Walze erfaßten Wollhaare streichen an der dicht an die

Fig. 392.



Walze h herangestellten Schiene l vorüber, welche letztere die Unreinigkeiten zurückhält, so daß dieselben von der Schlägerwalze m abgeschlagen werden können. Die Schläger dieser Walze sind durch sechs schraubenförmig gewundene Schienen nach Art der Schneidklingen von Schercylindern (siehe Fig. 215) gebildet. Die von diesen Schlagschienen abgetrennten Theile gelangen zu der Schlagtrommel n, deren Wirkung mit derjenigen c übereinstimmt. Während die Unreinigkeiten durch den Rost nach p fallen, von wo sie entfernt werden, gelangen die noch brauchbaren Haare unter q hindurch und über r auf das Lattentuch a zurück, um einer wiederholten Bearbeitung unterworfen zu werden. Die von den Kletten befreite Wolle wird auch hier von der Bürstentrommel s aus den Kammzähnen herausgebürstet und gelangt über den Abfallboden t aus der Maschine heraus.

Nach unserer unten [1]) angegebenen Quelle verarbeitet eine solche Maschine von 1,25 m Breite in 10 Arbeitsstunden ungefähr 500 Pfd. Wolle und bedarf zum Betriebe etwa $^3/_4$ Pferdekraft. Dabei machen die Einziehwalzen *b* von 50 mm Durchmesser in der Minute zwei Umdrehungen, entsprechend einer Geschwindigkeit von 314 mm, während die Kammtrommel *k* von 0,55 m Durchmesser 30 Umdrehungen macht, also mit 0,86 m Geschwindigkeit in der Secunde sich dreht. Dagegen macht die Schlagwalze *m* in der Minute 1500 Umdrehungen, was bei einem Durchmesser von 80 mm einer Geschwindigkeit von 6,3 m entspricht, während die Bürstenwalze *s* in der Minute 360 mal umgeht, so daß ihre Umfangsgeschwindigkeit bei 0,45 m Durchmesser 8,5 m beträgt, also etwa zehnmal so groß ist, wie die Geschwindigkeit der Klettenwalze *k*.

Egrenirmaschinen. Die Baumwollfasern von den Samenkörnern, mit denen sie verwachsen sind, zu trennen, wendet man Maschinen an, welche den Namen Egrenirmaschinen führen, und deren Wirkungsweise wesentlich in einem Abreißen der Fasern von den Samenkörnern besteht. Ein solches Abreißen wird im Allgemeinen dadurch bewirkt, daß die Fasern an den freien Enden durch ein geeignetes Organ erfaßt und von diesem angezogen werden, während die Samenkörner festgehalten, d. h. gehindert werden, an der fortschreitenden Bewegung theilzunehmen. §. 119.

Am einfachsten wird dieser Zweck durch ein Walzenpaar erreicht, dessen Walzen durch ihre gegensätzliche Bewegung die ihnen dargebotenen Baumwollfasern zwischen sich hindurchziehen, wenn nur dafür Sorge getragen wird, die Samenkörner an dem Eintreten in den Zwischenraum der Walzen zu verhindern, weil sonst wohl ein Zerquetschen der Samen, aber keine Trennung derselben von den Fasern erzielt werden würde.

Ein solches Eintreten der Körner zwischen die Walzen kann in der einfachsten Art durch die Wahl eines hinreichend kleinen Walzendurchmessers verhütet werden, wovon man sich mit Hülfe der Fig. 393 (a. f. S.) Rechenschaft geben kann. Es stelle hierin *C* ein zwischen die Walzen *A* und *B* vom Durchmesser $2r$ gelangendes Korn von kreisrundem Querschnitt zum Durchmesser *d* vor, und es werde angenommen, daß dieses Korn vermittelst der bei *D* eingeklemmten Fasern in Folge der Walzenumdrehung mit einer gewissen Kraft *P* in den Zwischenraum zwischen den Walzen hineingezogen werde. Das Korn möge sich dabei in *E* und *F* gegen die Walzenumfänge stemmen, welche nach dem in §. 24 Gesagten gegen das Korn in den Richtungen *HE* und *KF* reagiren, die von den Radien *AE* und *BF* um den zugehörigen Reibungswinkel $\varrho = AEH = BFK$ abweichen.

[1]) Verhdlgn. d. Ver. z. Bef. des Gewerbfl. 1864.

Schneiden sich diese Richtungen in J, und denkt man den Faserzug P durc[illegible] die Strecke JG dargestellt, so erhält man in den Seiten HJ und K[illegible] des zugehörigen Parallelogrammes die Reactionskräfte Q, mit wel[illegible] die Walzen gegen das Korn drücken, und man hat, unter β den W[illegible] $HJG = KJG$ verstanden, offenbar die einfache Beziehung

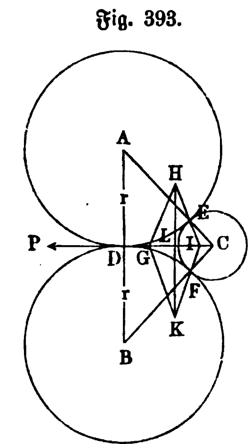
$$Q = \frac{P}{2 \cos \beta}$$

und die verticale Componente dieses Walzendruckes

$$HL = Q \sin \beta = \frac{P}{2} tg \beta = W.$$

Diese Kraft $W = HL = KL$ stellt nun den von jeder be[illegible]den Walzen auf ein Zermalmen des Kornes wirkenden Druck vor, w[illegible]end für die Zugkraft P der größte Werth [illegible] die Zugfestigkeit der von den Walzen [illegible]ßten Fasern bestimmt wird. Wenn dieser W[illegible] erreicht ist, die Fasern also von dem Korne [illegible]ißen, so darf die Kraft W noch nicht eine Gr[illegible] angenommen haben, bei welcher das Korn [illegible]drückt werden müßte.

Fig. 393.



Wenn es nun auch nicht th[illegible]ich sein wird, diese Werthe P und W ihrer [illegible]lichen Größe nach zu bestimmen, so erkennt m[illegible] doch aus der vorstehenden Betrachtung, daß [illegible] irgend eine Zugkraft P die Zerdrückungskraft [illegible] um so kleiner ausfällt, je kleiner $tg \beta$, als[illegible] kleiner der Winkel $\beta = HJG = KJG$ [illegible] Da man, wenn $ACD = \alpha$ gesetzt wird, un[illegible] den Reibungswinkel AEH bezeichnet, $\beta = \alpha + \varrho$ hat, so ergiebt si[illegible]eiter, daß man, um β möglichst klein werden zu lassen, auch den Winkel [illegible]unlichst klein zu wählen hat. Dieser Winkel $\alpha = ACD$ bestimmt sich [illegible] durch

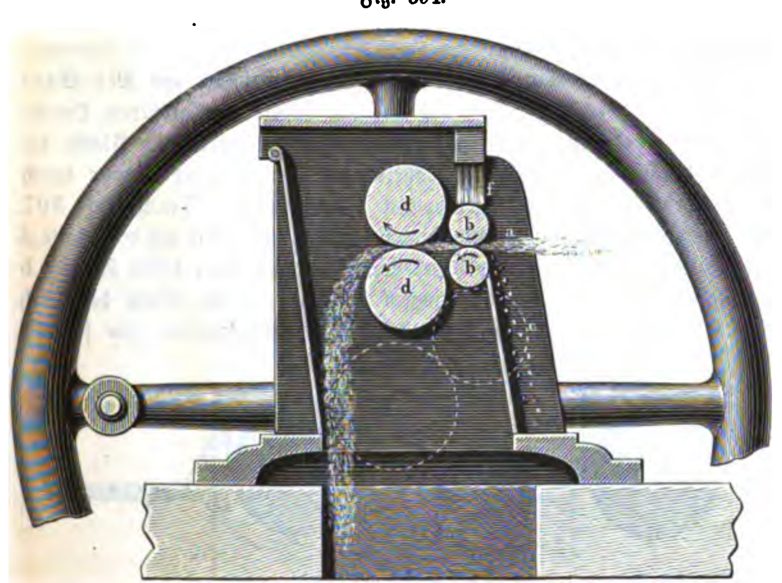
$$\sin \alpha = \frac{AD}{AC} = \frac{2r}{2r + d}$$

und man erkennt hieraus, daß dieser Winkel α um so kleiner wird, je [illegible]ner man den Durchmesser $2r$ der Walzen wählt. Demgemäß giebt ma[illegible] Walzen der Egrenirmaschinen auch in der Regel nur 30 bis 40 mm D[illegible]messer.

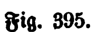
Die Einrichtung einer solchen Walzenegrenirmaschine für Handbetrieb [illegible] sehr einfach, und aus Fig. 394 zu erkennen. Die bei a durch die Ha[illegible] des Arbeiters vorgelegte Baumwolle wird durch das Walzenpaar b in de[illegible]

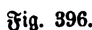
vorgedachten Weise von den Samenkörnern befreit, welche bei *c* niederfallen, während die Fasern durch das zweite größere Walzenpaar *d* abgeführt werden. Durch Bürsten *f* pflegt man wohl die an den Walzen haftenden Fasern abzustreichen, um das sogenannte Wickeln zu vermeiden. Eine der-

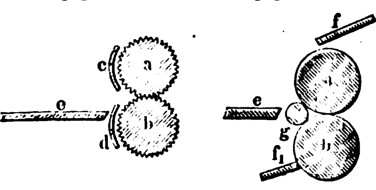
Fig. 394.



artige Maschine für Handbetrieb kann täglich 20 bis 35 kg rohe Baumwolle verarbeiten. Bei dem Betriebe durch Pferde, Wasser oder Dampf steigert sich die tägliche Leistung, entsprechend einer Umdrehungszahl von 100 bis 150 auf 400 bis 450 kg roher Baumwolle, welche durchschnittlich etwa $^1/_3$ des Gewichtes gereinigte Baumwolle ergeben.


Fig. 395.


Fig. 396.



Wegen des geringen Durchmessers dieser Walzen ist die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen nur gering. Um dieselbe durch Anwendung größerer Walzendurchmesser zu erhöhen, ohne zu einem Zerquetschen der Samenkörner Veranlassung zu geben, hat man vorgeschlagen, vor den Walzen *a b*, Fig. 395, einen Blechschirm *c d* anzubringen, durch dessen Schlitz die Fasern hindurchtreten, während die Körner zurückgehalten werden sollen. Zweckmäßiger dagegen dürfte die Einrichtung

Schneiden sich diese Richtungen in J, und denkt man den Faserzug P durch die Strecke JG dargestellt, so erhält man in den Seiten HJ und KJ des zugehörigen Parallelogrammes die Reactionskräfte Q, mit welchen die Walzen gegen das Korn drücken, und man hat, unter β den Winkel $HJG = KJG$ verstanden, offenbar die einfache Beziehung

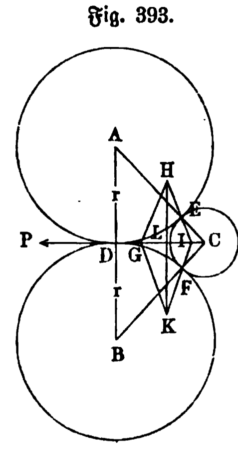
$$Q = \frac{P}{2 \cos \beta}$$

und die verticale Componente dieses Walzendruckes

$$HL = Q \sin \beta = \frac{P}{2} tg\, \beta = W.$$

Diese Kraft $W = HL = KL$ stellt nun den von jeder der beiden Walzen auf ein Zermalmen des Kornes wirkenden Druck vor, während für die Zugkraft P der größte Werth durch die Zugfestigkeit der von den Walzen erfaßten Fasern bestimmt wird. Wenn dieser Werth erreicht ist, die Fasern also von dem Korne abreißen, so darf die Kraft W noch nicht eine Größe angenommen haben, bei welcher das Korn zerdrückt werden müßte.

Fig. 393.



Wenn es nun auch nicht thunlich sein wird, diese Werthe P und W ihrer wirklichen Größe nach zu bestimmen, so erkennt man doch aus der vorstehenden Betrachtung, daß für irgend eine Zugkraft P die Zerdrückungskraft W um so kleiner ausfällt, je kleiner $tg\, \beta$, also je kleiner der Winkel $\beta = HJG = KJG$ ist. Da man, wenn $ACD = \alpha$ gesetzt wird, und ϱ den Reibungswinkel AEH bezeichnet, $\beta = \alpha + \varrho$ hat, so ergiebt sich weiter, daß man, um β möglichst klein werden zu lassen, auch den Winkel α thunlichst klein zu wählen hat. Dieser Winkel $\alpha = ACD$ bestimmt sich aber durch

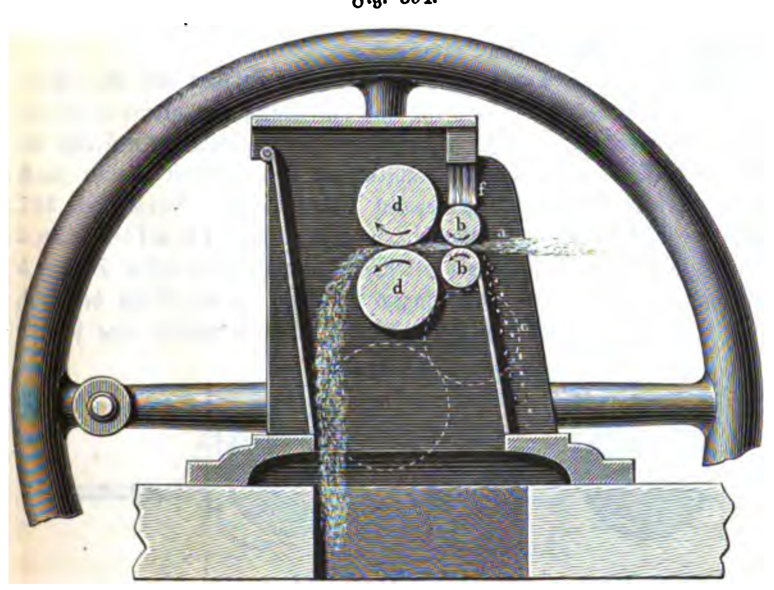
$$\sin \alpha = \frac{AD}{AC} = \frac{2r}{2r + d}$$

und man erkennt hieraus, daß dieser Winkel α um so kleiner wird, je kleiner man den Durchmesser $2r$ der Walzen wählt. Demgemäß giebt man den Walzen der Egrenirmaschinen auch in der Regel nur 30 bis 40 mm Durchmesser.

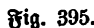
Die Einrichtung einer solchen Walzenegrenirmaschine für Handbetrieb ist sehr einfach, und aus Fig. 394 zu erkennen. Die bei a durch die Hand des Arbeiters vorgelegte Baumwolle wird durch das Walzenpaar b in der

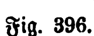
vorgedachten Weise von den Samenkörnern befreit, welche bei *c* niederfallen, während die Fasern durch das zweite größere Walzenpaar *d* abgeführt werden. Durch Bürsten *f* pflegt man wohl die an den Walzen haftenden Fasern abzustreichen, um das sogenannte Wickeln zu vermeiden. Eine der-

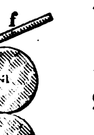
Fig. 394.



artige Maschine für Handbetrieb kann täglich 20 bis 35 kg rohe Baumwolle verarbeiten. Bei dem Betriebe durch Pferde, Wasser oder Dampf steigert sich die tägliche Leistung, entsprechend einer Umdrehungszahl von 100 bis 150 auf 400 bis 450 kg roher Baumwolle, welche durchschnittlich etwa $^1/_3$ des Gewichtes gereinigte Baumwolle ergeben.


Fig. 395.


Fig. 396.

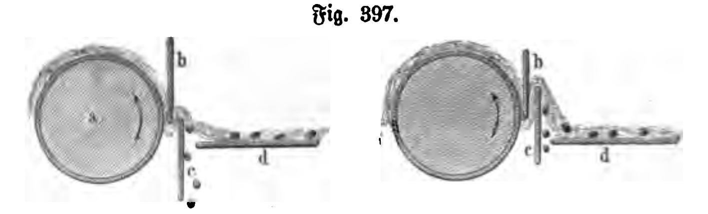


Wegen des geringen Durchmessers dieser Walzen ist die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen nur gering. Um dieselbe durch Anwendung größerer Walzendurchmesser zu erhöhen, ohne zu einem Zerquetschen der Samenkörner Veranlassung zu geben, hat man vorgeschlagen, vor den Walzen *a b*, Fig. 395, einen Blechschirm *c d* anzubringen, durch dessen Schlitz die Fasern hindurchtreten, während die Körner zurückgehalten werden sollen. Zweckmäßiger dagegen dürfte die Einrichtung

von Conklin[1]) sein, vor den Walzen *a b*, Fig. 396 (a. v. S.), einen feststehenden Eisenstab *G* anzubringen, welcher den Fasern den Eintritt gestattet, die Körner aber zurückhält. Zum besseren Einziehen hat man die Walzen meistens geriffelt, zuweilen auch mit schraubenförmigen Vertiefungen und Erhöhungen versehen, auch wohl die eine Walze mit Leder überzogen und die andere mit Längsriffeln versehen nach Art der Streckwerkscylinder bei den Spinnmaschinen u. s. w.

Eine abweichende Einrichtung ist der Egrenirmaschine von MacCarthy[2]) gegeben, derart nämlich, daß nur eine Walze von größerem Durchmesser angebracht ist, welche auf ihrer mit Leder überzogenen Fläche die Fasern durch Reibung anzieht, während die Trennung der Körner durch einen eigenthümlichen Schlägerapparat bewirkt wird. Durch Fig. 397 wird die Wirkungsart dieser Maschine veranschaulicht. Die auf der Platte *d* vorgelegte Baumwolle wird von der Walze *a* unter einer festen Schiene *b* hinweg angezogen, welche in geringem Abstande von der Walze befindlich ist. Eine zweite Schiene *c* erhält durch ein Kurbelgetriebe eine schnelle

Fig. 397.



schwingende Bewegung, durch welche ein Abschlagen oder Abstreifen der Körner veranlaßt wird, die vor der Walze niederfallen. Gleichzeitig hat man bei diesen Maschinen selbstthätige Speiseapparate zur Zuführung der Baumwolle angebracht, um die Handarbeit nach Möglichkeit zu beschränken.

In Fig. 398 ist eine auf dem MacCarthy'schen Principe beruhende Maschine skizzirt, welche von Platt Brothers in Oldham[3]) 1873 auf der Wiener Weltausstellung zur Schau gebracht worden war. Wie aus der Figur ersichtlich, ist diese Maschine doppeltwirkend, derart, daß zu jeder Seite eine mit Leder überzogene Walze *g* angeordnet ist, welcher die Baumwolle aus dem darüber angebrachten Rumpfe *B* durch die Oeffnung bei *i* zugeführt wird. Die feste Schiene ist hier in *d* angebracht und die schwingende Schlagschiene *a* darüber an dem Arme einer Axe *A* befestigt, so daß durch die Schwingung dieser Axe die Schlagschienen zu beiden Seiten ihre Bewegung empfangen. Wie die Schwingung der Axe *A* mittelst

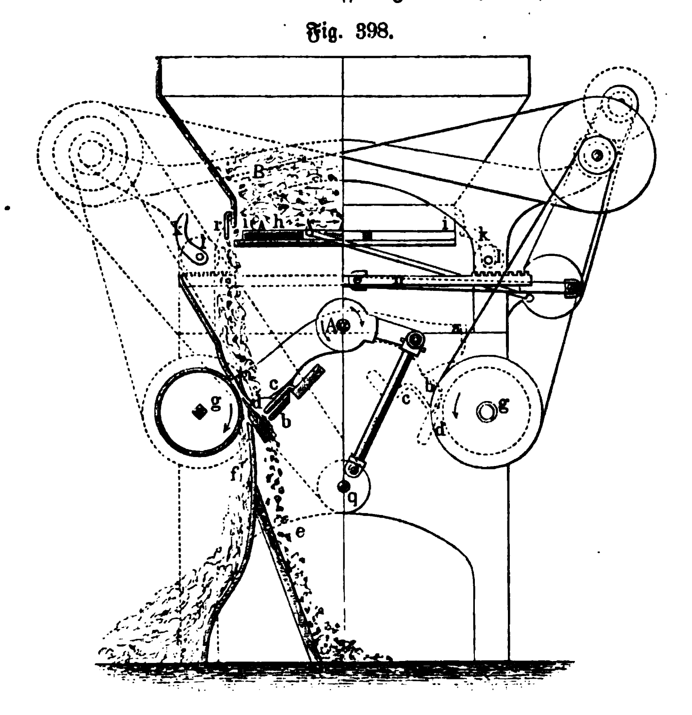
---

1) Hülße, Baumwollspinnerei. Prechtl, Suppl.-Bd. I.
2) Hülße, Baumwollspinnerei.
3) Ztschrft. d. Ver. d. Ing. 1874.

eines Hebels von der Kurbel *q* hervorgebracht wird, läßt die Figur erkennen, und es bedarf nur noch der Speiseapparat einer näheren Erläuterung.

Auf der Bodenplatte des die rohe Baumwolle aufnehmenden Rumpfes *B* ist ein horizontal beweglicher Schieber *h* befindlich, welcher bei der durch eine Kurbel ihm ertheilten hin- und hergehenden Bewegung die auf ihm liegende Baumwolle nach den beiderseits im Rumpfe angebrachten Oeffnungen schiebt, eine Wirkung, welche durch hervorstehende Stifte ermöglicht wird. Damit nun die vor den Oeffnungen *i* befindliche Baumwolle aus

Fig. 398.



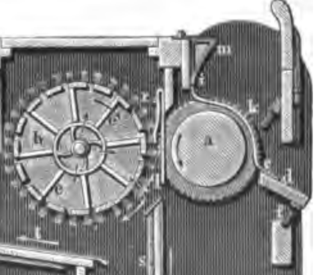
dem Rumpfe heraustrete, ist vor jeder Oeffnung eine horizontale Axe *l* gelagert, welche mit einer größeren Anzahl gekrümmter Finger *k* versehen ist, die bei der Drehung der Axe *l* durch die Zwischenräume eines aus Drähten *r* gebildeten Rostes hindurch in das Innere des Rumpfes eindringen und bei weiterer Drehung die Baumwolle nach unten hindurchdrücken, so daß sie zu dem Schläger *a* gelangt. Die Finger *k* erhalten eine schwingende Bewegung vermittelst einer hin und her bewegten Stange *n*, welche mit den an ihren Enden angebrachten Zähnen in entsprechende Zahngetriebe auf den Fingeraxen *a* eingreift. Zur besseren Entfernung der durch die Schlagschienen *a* abgelösten Samen ist der Schlägerarm auf jeder

Seite mit einem Rost *b* versehen, dessen Stäbchen zwischen den Drähten des festen Rostes *c* hindurchschlagen.

Diese Maschine wird besonders für langstapelige Baumwolle empfohlen, für welche die im Folgenden zu besprechenden Sägenegrenirmaschinen deswegen nicht anwendbar sind, weil durch die letzteren die langen Fasern vielfach zerrissen werden, womit eine erhebliche Entwerthung des Materials verbunden ist. Die Leistung dieser Maschine kann zu 60 bis 100 kg roher Baumwolle stündlich angenommen werden, woraus etwa 20 bis 30 kg reiner Baumwolle gewonnen werden.

Die verhältnißmäßig geringe Leistungsfähigkeit der Walzenegrenirmaschinen ist die Veranlassung gewesen, Maschinen in Anwendung zu bringen, welche das Egreniren in wirksamerer Weise durch eine größere Zahl schnell rotirender, gezahnter Scheiben von der Gestalt der Kreissägen bewirken. Wird diesen Scheiben die Baumwolle in einem darüber angeordneten Rumpfe dargeboten, so wird dieselbe von den Sägezähnen wie von Haken erfaßt und mitgeführt, und es findet ein Abreißen der Fasern statt, wenn man die Körner in bestimmter Weise zurückhält. Dies geschieht dadurch, daß die Sägen in den Zwischenräumen eines Rostes oder Gitters sich bewegen, welche so eng sind, daß sie nur den Fasern, nicht aber den Körnern den Durchgang gestatten.

Fig. 399.



Eine derartige Sägenegrenirmaschine ist in Fig. 399 dargestellt. Der Cylinder *a* enthält eine große Anzahl kreisförmiger Sägeblätter, welche durch kleinere Zwischenscheiben in bestimmten Abständen von einander gehalten werden, so daß die Stäbe eines festen Rostes *c* zwischen den Sägeblättern Raum finden. Wie die Figur erkennen läßt, ragen die Zähne nach außen über die Roststäbe hinweg, so daß sie die oberhalb eingebrachte Baumwolle erfassen und mit sich fortziehen können. Wie schon erwähnt, werden die Samenkörner durch den festen Rost zurückgehalten, so daß sie durch den Zwischenraum zwischen dem Roste und den Zähnen *k* hindurchfallen und auf dem geneigten Brette *d* abgeführt werden können. Die Entnahme der von den Zähnen mitgeführten Fasern geschieht durch den Bürstencylinder *b*, welcher, da seine Borsten eine größere Umfangsgeschwindigkeit haben als die Sägenzähne, eine Entleerung der letzteren bewirken muß, wobei die abgestreiften Fasern auf dem geneigten Brette *t* entlang geschoben werden und bei *o* aus der Maschine heraustreten.

Diese Bewegung wird wesentlich durch den kräftigen Luftstrom befördert, welcher dadurch entsteht, daß man die hohle Bürstenwalze im Innern mit Armen *e* versieht, die wie die Flügel eines Ventilators wirken und die Luft durch die im Umfange der Bürstenwalze angebrachten schlitzförmigen Oeffnungen nach außen treiben.

Zur weiteren Absonderung der mit den Fasern durch die Roststpalten hindurchgeführten kleineren Verunreinigungen, namentlich der durch die Sägezähne abgerissenen Bruchstücke von Körnern, dient der besondere Reinigungsrost *q*, dessen Stäbe vermöge der Umbiegung ihrer oberen Enden bei *r* eine in gewissem Sinne stoßweise Wirkung der Bürste auf die Sägezähne veranlassen, welche die Absonderung befördern soll, derart, daß die gröbsten Verunreinigungen zwischen *q* und der festen Platte *s* und die leichteren Theile zwischen *s* und der Platte *t* niederfallen sollen. Zur Regelung dieser Wirkung kann die Wand *s* höher und tiefer gestellt und die Neigung der Platte *t* verändert werden. Auch läßt sich der Rost *c*, welcher an dem oberen Ende scharnierartig befestigt ist, mittelst der Stellschrauben *f* heben und senken, um durch das mehr oder minder weite Hervortreten der Zähne deren Wirkung auf die in dem Rumpfe enthaltene Baumwolle entsprechend zu reguliren. Zu demselben Zwecke ist auch der obere Theil *m* der Rückwand des Rumpfes um den Bolzen *i* drehbar gemacht, indem durch eine mehr oder weniger starke Neigung der gekrümmten Platte *m* das Material mehr oder minder kräftig gegen die Sägen gepreßt wird.

Die Kreissägen dieser Maschinen haben etwa 0,25 bis 0,30 m Durchmesser und werden mit einer Geschwindigkeit von 150 bis 200 Umdrehungen in der Minute gedreht. Eine Maschine mit 60 bis 80 Sägeblättern erfordert etwa zwei Pferdekräfte zu ihrem Betriebe und man kann im Durchschnitt für jede Scheibe stündlich eine Leistung von 1,5 bis 2 kg roher Baumwolle rechnen, von welchem Gewichte die reinen Fasern etwa 20 bis 30 Proc. ausmachen. Diese große Leistungsfähigkeit hat den Sägenegrenirmaschinen in allen denjenigen Fällen eine große Beliebtheit verschafft, wo es sich um die Verarbeitung eines kurzfaserigen Materials handelt, während die langstapeligen Sorten auf Walzen- oder MacCarthy'schen Maschinen verarbeitet werden müssen.

Daß man anstatt der Sägeblätter auch Scheiben mit hakenförmigen Drahtzähnen oder eine mit Kratzenbeschlag überzogene Walze nach Art der Krempelcylinder verwendet hat, ändert in der Wirkungsart der Maschinen nichts Wesentliches.

Dreschmaschinen. Die Absonderung der Körner aus den Aehren des Getreides bietet wegen des nur losen Zusammenhanges beider geringere Schwierigkeiten dar, und es genügt hierzu ein einfaches Stoßen oder Drücken, §. 120.

wie es durch die Dreschflegel beim Handdrusch oder durch die Füße der Pferde bei dem Austreten ausgeübt wird. Da durch diese einfachen Mittel das Ausdreschen aber nur langsam und mit Aufwand vieler Handarbeit erfolgt, und weil damit eine vollständige Gewinnung aller Körner nicht erzielbar ist, so hat man schon seit langer Zeit Dreschmaschinen in Anwendung gebracht, welche den beabsichtigten Zweck in sehr verschiedener Weise erreichen lassen. So hat man einerseits wohl die Absonderung durch Ueberfahren mit Walzen oder Wagen erzielt und andererseits Stampfer oder hebelförmige Schläger in Anwendung gebracht, welche durch Daumen einer rotirenden Axe in regelmäßiger Wiederholung erhoben wurden, um durch ihr Niederfallen ähnlich den Dreschflegeln zu wirken. Auch durch mühlenförmige Maschinen oder Walzen hat man ein Ausreiben oder Ausquetschen der Körner erzielen wollen, doch haben alle diese Mittel befriedigende Resultate nicht ergeben. Den Anforderungen, welche an eine brauchbare Dreschmaschine gestellt werden müssen, haben nur diejenigen Einrichtungen entsprochen, bei welchen das Getreide der Wirkung einer wagrecht gelagerten, schnell rotirenden Trommel ausgesetzt wird, indem man es durch den Zwischenraum zwischen dieser und einem die Trommel in geringem Abstande umgebenden Mantel hindurchführt. Es sind hauptsächlich zwei verschiedene Arten von Dreschmaschinen in dieser Weise ausgeführt worden, das amerikanische System nach Moffit mit Schlagstiften und das schottische, zuerst von Meikle angegebene System mit Schlagschienen.

Bei den erstgenannten amerikanischen Maschinen ist die Trommel auf ihrem ganzen Umfange mit hervorstehenden schmiedeisernen oder stählernen Stiften versehen, welche bei der Umdrehung der Trommel zwischen ebensolchen Stiften sich hindurch bewegen, die in dem festen zur Trommel concentrischen Mantel angebracht sind. Das der Maschine an einer Seite dargebotene Getreide wird von den Schlagstiften der Trommel erfaßt und zwischen den Stiften des festen Mantels hindurchgeführt, welcher die Trommel auf einem Theile ihres Umfanges umgiebt. Die Absonderung der Körner aus den Aehren geschieht hierbei durch das Vorbeistreifen der letzteren an den Stiften des festen Mantels und wird namentlich befördert durch die Centrifugalkraft, welche dem Getreide durch den schnellen Umschwung der Trommel ertheilt wird und vermöge deren die dichteren Körner schneller fortgeschleudert werden, als die leichteren Strohtheilchen der Aehren. Stroh und Körner werden bei diesen Maschinen an derselben, der Einlegestelle entgegengesetzten Seite aus der Maschine geworfen, und es geschieht die Trennung des Strohes von den Körnern in der Regel durch einen einfachen Lattenrost, durch dessen Zwischenräume die Körner hindurchfallen, während das Stroh von dem Roste unablässig abgeharkt wird.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß diese Maschinen zum Reindreschen einer

erheblich größeren Trommelgeschwindigkeit und daher größeren Betriebskraft bedürfen, als die nach dem schottischen System mit Schlagstäben arbeitenden. Die gute Befestigung der Stifte in der Trommel ist mit Schwierigkeiten verbunden, weshalb leicht einzelne Stifte in Folge der erheblichen Trommelgeschwindigkeit herausgeschleudert werden und die Arbeiter gefährden. Auch kann durch ein geringes Verbiegen der zum Zwecke guter Arbeit dicht an einander vorbeistreifenden Stifte leicht ein Zusammenstoßen zweier derselben veranlaßt werden, in Folge dessen ein Bruch und eine arge Beschädigung der Maschine unvermeidlich ist. Außerdem wird das Stroh in diesen Maschinen viel mehr beschädigt als in den nach dem schottischen System gebauten Maschinen, insofern man bei den letzteren die Strohhalme quer, d. h. parallel mit der Trommelaxe, hindurchgehen lassen kann, was bei den Stiftenmaschinen sich selbstverständlich verbietet. Die letzteren können stets nur als sogenannte Langdreschmaschinen benutzt werden, bei welchen die Halme senkrecht zur Trommelaxe durch die Maschine geführt werden. Aus diesen Gründen ist man von der Anwendung dieser Stiftenmaschinen meistens ganz zurückgekommen und es soll daher auf eine nähere Beschreibung derselben hier nicht weiter eingegangen werden.

Die weitaus größte Verbreitung haben die Maschinen des ursprünglich schottischen Systems gefunden, bei denen die horizontal gelagerte Trommel in ihrem Umfange mit einzelnen hervorragenden und zur Axe parallelen Schienen oder Schlagstäben versehen ist, und wobei der diese Trommel zu etwa $1/_3$ des Umfanges umgebende Mantel oder Dreschkorb ebensolche feste Schlagleisten enthält, die durch Zwischenräume zum Durchtritt der Körner getrennt sind, während das Stroh über diese Schlagleisten hinweg aus der Maschine geführt wird. Da der Zwischenraum zwischen den Schlagstäben der Trommel und den Leisten des Korbes ein nur geringer, der auszudreschenden Fruchtgattung angemessener ist, so wird das hindurchtretende Getreide einer vereinten Wirkung des Ausschlagens und Reibens oder Ausstreifens ausgesetzt, wodurch die Körner aus den Aehren gelöst werden, so daß sie in Folge der Schleuderkraft zwischen den Schlagleisten des Mantels hindurch nach außen getrieben werden. Zum Unterschiede von den Stiftenmaschinen, bei denen der Mantel nicht durchbrochen ist, findet also hier die Trennung der Körner von dem Stroh schon im Innern der Maschinen wenigstens der Hauptsache nach statt, und es ist nur nöthig, diejenigen Körner, welche noch in dem Stroh hängen bleiben, durch ein Ausschütteln des letzteren von demselben zu trennen, wozu besondere Strohschüttelapparate in Anwendung gebracht werden. Wie schon bemerkt, werden diese Maschinen als sogenannte Langdreschmaschinen und auch als Breitdreschmaschinen ausgeführt, je nachdem die Halme in einer zur Axe der Trommel senkrechten oder dazu parallelen Lage eingeführt werden.

Die Ausführung zum Breitdreschen, bei welcher selbstredend die Länge der Trommel mindestens gleich der Halmlänge zu machen ist, wird in allen den Fällen gewählt, wo es darauf ankommt, das Stroh möglichst wenig zu zerschlagen, insbesondere werden die größeren Dreschmaschinen zum Breitdreschen eingerichtet, da bei diesen zur Erzielung einer größeren Leistung ohnehin die Trommel eine größere Länge von etwa 1,2 m erhalten muß. Kleinere Dreschmaschinen mit geringerer Trommellänge werden dagegen zum Langdreschen eingerichtet, wobei erfahrungsgemäß das Stroh stärker zerschlagen wird, so daß man nicht Langstroh, sondern nur Kurzstroh erhält, das indessen bei guter Ausführung der Dreschmaschine als Futterstroh sehr wohl verwerthbar ist und welchem man sogar deshalb einen höheren Werth als dem weniger zerschlagenen nachgesagt hat, weil es weicher und leichter verdaulich sein soll.

Die Speisung der Dreschmaschinen geschieht fast immer durch die Hand besonderer Einleger, und man ist ganz von der Anwendung selbstthätiger Speiseapparate zurückgekommen, wie sie ähnlich derjenigen der Wölfe, aus geriffelten Zuführungswalzen bestehend, bei den ersten Dreschmaschinen zur Anwendung gebracht wurden. Nach diesen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der gebräuchlicheren Constructionen von Dreschmaschinen beschrieben werden.

In Fig. 400 ist die Handdreschmaschine von Hensmann[1]) dargestellt, welche für kleinere Wirthschaften empfohlen wird. Die Trommel wird durch zwei fest auf die Axe gekeilte gußeiserne Scheiben *f* gebildet, mit denen vier schmiedeiserne Schlagschienen *g* fest verschraubt sind. Der die Trommel umgebende gußeiserne Mantel *h* besteht aus zwei in der Mitte durch Bolzen verbundenen Theilen, welche durch die drei Schrauben *i*, *k* und *l* der Trommel nach Bedarf genähert und von ihr entfernt werden können. Diese Stellung pflegt man so vorzunehmen, daß der Zwischenraum an der Eintrittsstelle am weitesten ist und nach der Austrittsstelle hin sich allmählich verengt. Nach Hamm soll dieser Zwischenraum für die verschiedenen Fruchtgattungen betragen:

	oben	in der Mitte	unten
bei Roggen und Weizen . . .	20 mm	13 mm	6 mm
„ Gerste und Hafer	25 „	13 „	9 „
„ Klee und Gras	13 „	6 „	3 „
„ Raps, Bohnen, Erbsen . .	50 „	38 „	32 „

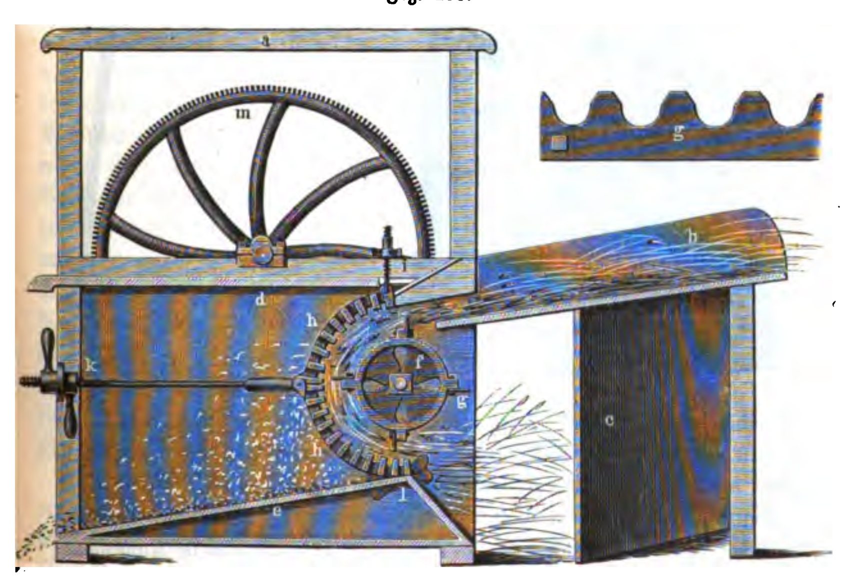
Die Umdrehung der Trommel erfolgt durch ein auf der Kurbelwelle *d* befindliches Zahnrad, das in ein Zahngetriebe auf der Trommelaxe eingreift. Bei dem Umsetzungsverhältniß dieser Räder von 312 : 13, wie es durch die

[1]) Hamm, Die landwirthsch. Geräthe und Maschinen Englands.

Zähnezahlen gegeben ist, wird die Trommel mit $\frac{312}{13} \cdot 40 = 960$ Umdrehungen in der Minute umgedreht, wenn die an den Kurbeln der Welle *d* angreifenden Arbeiter die letztere mit 40 Umdrehungen in der Minute bewegen.

Wie das Einlegen des Getreides auf dem Tische *b* geschieht, ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die durch die Zwischenräume des Dreschkorbes geschleuderten Körner über das geneigte Brett *e* hinweg aus der Maschine gelangen, während das Stroh auf der anderen Seite heraustritt und durch das schräge Abweisbrett *c* nach der Seite befördert wird. Zum Umdrehen

Fig. 400.



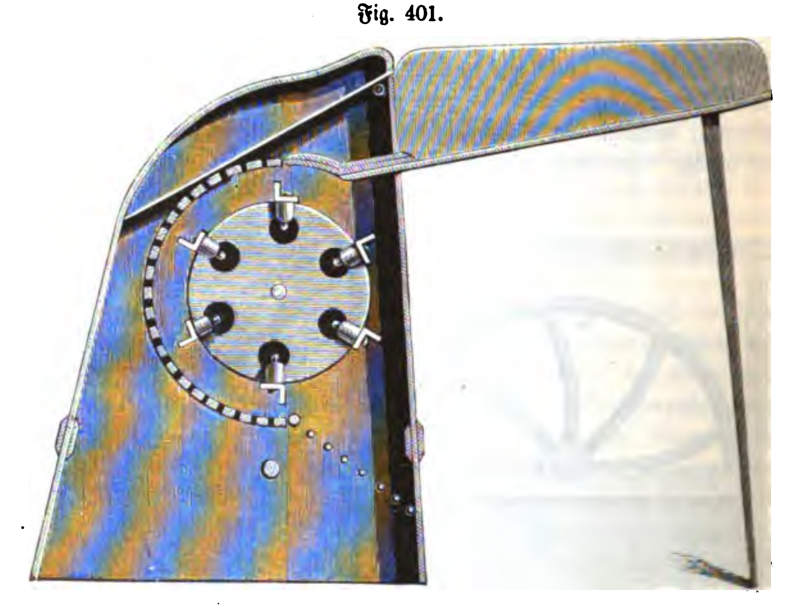
der Kurbelwelle sind bei einer Trommel von 0,35 m Durchmesser und 0,4 m Breite drei Arbeiter erforderlich.

Die Frage, ob es überhaupt gerathen sei, Handdreschmaschinen anzuwenden, und ob bei Verwendung von Handarbeit nicht das einfache Geräth des Dreschflegels vorzuziehen sei, ist durch die Erfahrung zu Gunsten der Dreschmaschine entschieden, da dieselbe das Getreide reiner ausdrischt und zu ihrer Bedienung besonders geübter Arbeiter nicht bedarf, was bei dem Dreschen mit dem Flegel erforderlich ist.

Durch Fig. 401 (a. f. S.) wird eine für den Betrieb durch einen zweipferdigen Göpel bestimmte Dreschmaschine der Fabrik von Barrett, Exall u. Andrews versinnlicht. Sechs schmiedeiserne Schienen von

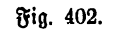
winkelförmigem Querschnitte bilden die Schlagstäbe der Trommel von 0,45 m Durchmesser und 0,6 bis 0,75 m Breite, welche in dem aus eisernen Stäben gebildeten Dreschkorbe gelagert ist, dem im oberen Theile das Getreide zugeführt wird. Die Stäbe des Mantels sind hierbei mit schrägen, bei den

Fig. 401.



auf einander folgenden Stäben abwechselnd nach links und rechts geneigten Riffeln versehen, Fig. 402, um die Reibung der Aehren bei dem Durchgange durch den Mantel entsprechend zu vergrößern.

Eigenthümlich ist dieser Maschine die Vorrichtung, welche zur Veränderung des Abstandes zwischen der Trommel und dem Mantel in Anwendung gebracht ist. Der Dreschkorb dieser Maschine wird nämlich aus einzelnen Stäben gebildet, welche, in radialen Einschnitten der beiden Gestellwände gelagert, beiderseits über die letzteren hinausragen und mit ihren Enden in schneckenförmige Nuthen je einer drehbaren Scheibe eintreten.


Fig. 402.



Durch eine Umdrehung dieser Furchenscheiben, welche mittelst zweier Zahngetriebe bewirkt wird, die in die zu dem Behufe äußerlich gezahnten Scheiben eingreifen, kann in bequemer Weise eine gleichmäßige Verstellung aller Schlagleisten in radialer Richtung erfolgen.

Die Umdrehung der Trommel wird auch bei dieser Maschine ähnlich wie bei der vorhergehenden Handdreschmaschine durch ein kleines, auf der Trommelaxe befindliches Zahngetriebe bewirkt, in welches ein größeres

Zahnrad auf der durch das Göpelwerk umgetriebenen Welle eingreift. Die Trommel macht bei dieser Maschine in der Minute durchschnittlich 900 Umdrehungen, zum Betriebe genügen zwei Pferde.

Breitdreschmaschinen. Die Breitdreschmaschinen unterscheiden sich von den vorstehend besprochenen Langdreschmaschinen zunächst durch die größere, der Halmlänge entsprechende Länge der Dreschtrommel, welche etwa 1,2 bis 1,35 m beträgt. Demgemäß ist auch eine größere Betriebskraft von vier bis sechs Pferden erforderlich. Bei der großen Geschwindigkeit der Trommel, welche man in der Minute 1000 bis 1100 Umdrehungen machen läßt, wird der Betrieb fast immer durch einen Riemen bewirkt, welcher über eine kleine Riemenscheibe auf dem Ende der Trommelaxe läuft und in der Regel direct von dem Schwungrade einer Locomobile seine Bewegung erhält. Derartige Dreschmaschinen sind sehr häufig zugleich mit den Vorrichtungen versehen, die zum Reinigen des Getreides von Spreu, Kaff und Grannen 2c. sowie zum Sortiren der Körner dienen. Man verwendet zu dem Zwecke einfache Plansiebe mit Rüttelbewegung, über die ein Ventilator die Luft zum Fortführen der leichteren Spreutheile bläst, und hebt die unten austretenden Körner durch die Becher eines Elevatorgurtes nochmals empor, um sie in einer Siebtrommel nach der Größe zu sortiren. Ueber diese Vorrichtungen zum Reinigen des Getreides sollen im folgenden Paragraphen noch nähere Angaben gemacht werden. Hier mögen insbesondere die Strohschüttler besprochen werden, welche nach dem oben Bemerkten dazu dienen, die noch lose in dem Stroh enthaltenen und mit diesem aus der Maschine heraustretenden Getreidekörner zu gewinnen, wozu eine schüttelnde Bewegung genügt, welche man dem Stroh ertheilt. §. 121.

Solche Strohschüttler hat man hauptsächlich in zwei verschiedenen Anordnungen ausgeführt. Bei der einen Construction wendet man vier bis sechs lange kastenförmige Siebrahmen neben einander an, welchen durch Kurbeln eine derartig schwingende Bewegung ertheilt wird, daß dadurch das auf dem Siebrahmen liegende Stroh auf denselben nach außen befördert wird, während die in dem Stroh enthaltenen Körner Gelegenheit finden, durch die Siebe hindurch nach unten zu fallen. Bei der zweiten Construction dagegen wird das Stroh durch eine Anzahl hinter einander gelagerter Axen mit dreiarmigen Rechen aus der Maschine herausbewegt, wobei die Körner gleichfalls nach unten fallen können. Die nähere Einrichtung dieser Maschinen ist aus den folgenden Figuren ersichtlich.

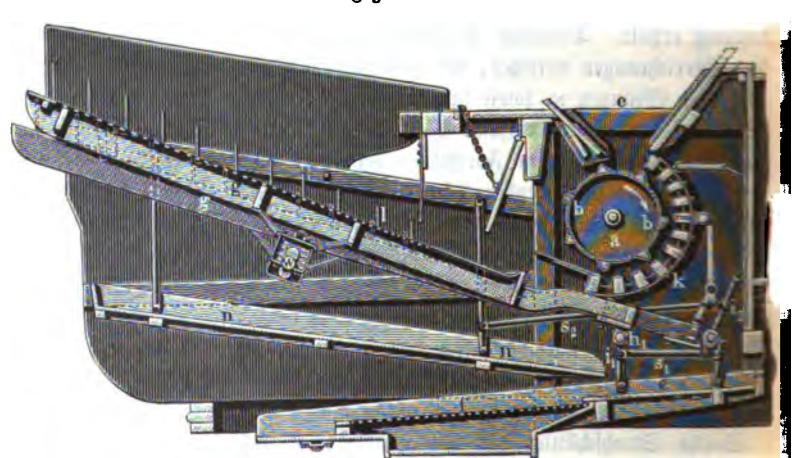
In Fig. 403 (a. f. S.) ist der Dreschapparat und Strohschüttler einer combinirten Dampfdreschmaschine aus der Fabrik von R. Garrett[1]) dar-

[1]) Perels, Landwirthschaftl. Maschinen u. Geräthe.

gestellt. Man erkennt daraus in *a* die mit sieben cannelirten Schlagstäben *b* versehene Trommel von 1,2 m Länge und 0,5 m Durchmesser, welche durch einen Riemen mit 1100 Umdrehungen in der Minute umgedreht wird. Die Einrichtung des aus hölzernen, mit Eisenschienen beschlagenen Stäben gebildeten Dreschkorbes *k* ist ebenfalls ersichtlich. Das Einlegen der Garben geschieht von oben in den Rumpf *c* von der Hand des Arbeiters; die Körner fallen zwischen den Schlagleisten des Dreschkorbes *k* hindurch auf das geneigte Brett *e*, durch dessen Rüttelbewegung sie abwärts nach dem Plansiebe *f* gefördert werden.

Das von der Trommel ausgeworfene Stroh fällt auf vier Siebe *g*, welche, dicht neben einander liegend, die ganze Breite der Maschine einnehmen. Von

Fig. 403.



den Rahmen dieser Siebe sind zwei, der erste und dritte, mit der Axe h_1 und die beiden anderen mit der Axe h_2 verbunden, welche Axen durch Pendelschienen i_1 und i_2 gestützt sind, so daß sie seitlich ausweichen können. Eine Kurbelwelle *w* ist mit vier Kröpfen versehen, von denen der erste und dritte entgegengesetzt dem zweiten und vierten gestellt sind. Diese Kröpfe finden ihre Kurbellager an den Siebrahmen, woraus ersichtlich ist, daß die letzteren bei der Umdrehung der Welle *w* eine schwingende Bewegung annehmen, welche mit derjenigen der Lenkerstange eines Kurbelgetriebes sehr nahe übereinstimmt. Es ist auch ersichtlich, wie vermöge der gewählten Anordnung der paarweise entgegengesetzten Kurbeln stets zwei Siebrahmen im Aufsteigen begriffen sind, wenn die beiden anderen niedergehen. Ferner sind die Siebrahmen mit den Fingern *l* versehen, welche von unten in das Stroh eintreten und dasselbe in gehobener Lage nach links bewegen, sich sodann aus

dem Stroh nach unten herausziehen, worauf sie, die untere Hälfte ihres Weges durchlaufend, leer zurückkehren. Hierdurch wird das Stroh in absetzender Bewegung aus der Maschine herausbewegt, indem abwechselnd das eine und das andere Paar der Strohschüttler die Mitnahme des Strohs vermittelst der Finger l bewirkt. In Folge der schnell auf einander folgenden Erhebungen, denen das Stroh hierbei unterworfen ist, wird ein wirksames Ausschütteln der Körner erzielt, welche durch die Siebmaschen hindurch auf das Brett n und von da ebenfalls auf das Sieb f gelangen. Die schwingende Bewegung der Pendelschienen i_1 und i_2 ist dazu benutzt worden, mit Hülfe der Schubstangen s_1 und s_2 dem Siebrahmen f, sowie dem Brett n eine Rüttelbewegung zu ertheilen, zu welchem Zwecke diese Theile ebenfalls an Pendelstangen aufgehängt sind. Die Finger l sind schräg gestellt, so daß sie leicht aus dem Stroh nach unten austreten, und dabei ein Verwirren des Strohs thunlichst vermeiden. Als Nachtheil dieses Strohschüttlers wird angeführt, daß die gekröpfte Welle w leicht Brüchen ausgesetzt ist, weshalb man die Kröpfungen auch wohl durch excentrische Scheiben ersetzt hat, die aber wieder mit erheblichen Reibungswiderständen behaftet sind.

Eine andere, von Brinsmead[1]) herrührende Construction der Strohschüttler zeigt die Fig. 404 (a. f. S.), welche den Dreschapparat einer combinirten Dreschmaschine von Ransomes & Sims vorstellt. Der Strohschüttler besteht hierbei aus den neben einander in einer ansteigenden Geraden angebrachten Axen a, welche mit den gebogenen Drahtzähnen b so versehen sind, daß die Zähne jeder Axe zwischen denen der benachbarten Axe sich bewegen. Wenn allen diesen rotirenden Rechen oder Harken eine übereinstimmende Drehung in der Pfeilrichtung ertheilt wird, so muß das von der Dreschtrommel c ausgeworfene, auf die untersten Harken fallende Stroh von Rechen zu Rechen fortschreiten, um am oberen Ende über die letzten Rechen zu treten, von wo es auf einem angelehnten schräg stehenden Lattenroste niedergleitet. Da hierbei das Stroh jedesmal bei dem Uebergange von einem Rechen zum folgenden einer hebenden Bewegung und einer Auflockerung durch die eingreifenden Drahtzinken ausgesetzt wird, so haben die noch in dem Stroh enthaltenen Körner hinreichend Gelegenheit, um auf dem geneigten Bodenbrett e sich anzusammeln, auf welchem sie herabgleiten, um mit dem durch den Dreschkorb hindurchgetretenen Getreide zusammen der weiteren Behandlung in dem darunter angebrachten Reinigungsapparate unterworfen zu werden. Um den Axen der rotirenden Rechen a die gedachte übereinstimmende Drehung zu ertheilen, trägt jede Axe zwei Kurbeln, auf jedem Ende eine, gegen einander um einen rechten Winkel versetzt. Alle

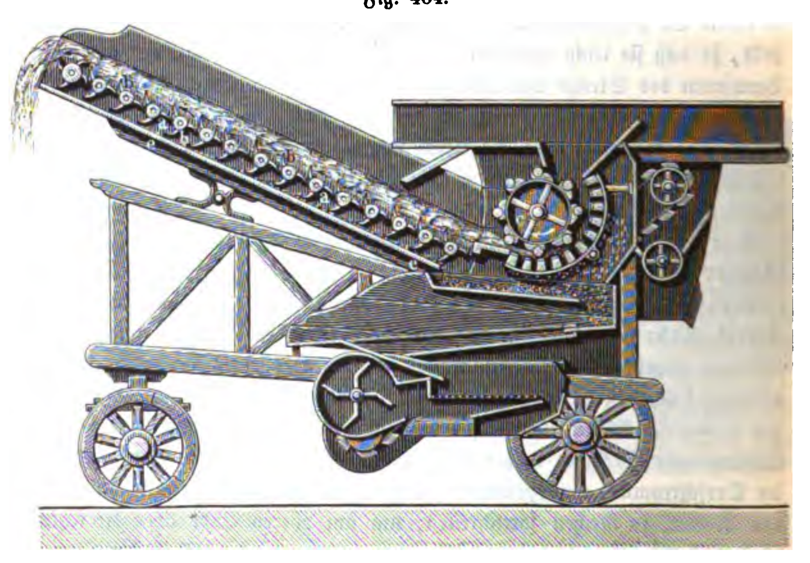
---

[1]) Perels, Landwirthschaftl. Maschinen u. Geräthe.

Kurbeln sind von genau gleicher Länge und man hat auf jeder Seite alle Kurbelzapfen durch eine gemeinschaftliche Kuppelstange verbunden. Es ist ersichtlich, daß die so gebildete Kurbelkuppelung alle mit einander verbundenen Axen *a* zu einer übereinstimmenden Bewegung zwingt, wenn eine derselben durch einen Riemen in Umdrehung gesetzt wird. Man rühmt bei diesem Strohschüttler die einfache Einrichtung und gute Wirkung, doch soll er leicht einem Verstopfen ausgesetzt sein, wenn nicht regelmäßig für gehörige Entfernung des am Ende ausgeworfenen Strohs gesorgt wird.

Die sogenannten combinirten, d. h. mit den Apparaten zur Reinigung und Sortirung des Getreides versehenen Dreschmaschinen werden in der

Fig. 404.



Regel auf Räder gestellt, so daß sie ebenso wie die Locomobile, welche zu ihrem Betriebe Verwendung findet, wie ein Wagen bequem auf das Feld gefahren werden können, um daselbst das Dreschen zu bewirken.

Die Leistung der Dreschmaschinen und die Güte des Arbeitsprocesses, sowie der Kraftbedarf, hängen ebensowohl von der mehr oder minder zweckmäßigen Construction und sorgfältigen Ausführung wie auch insbesondere von der Geschicklichkeit der Einleger ab. Die gelegentlich der Ausstellungen landwirthschaftlicher Maschinen vorgenommenen Prüfungen haben in dieser Hinsicht ein ziemlich bedeutendes Material ergeben, welches in landwirthschaftlichen Fachschriften veröffentlicht worden ist, auf die hier verwiesen werden mag. Im Durchschnitt wird man nach den auf der Pariser Ausstellung 1855 angestellten Versuchen annehmen können, daß eine combinirte

Dampfdreschmaschine zu ihrem Betriebe etwa zwischen 6 bis 11 Pferdekraft gebraucht, wovon der größere Theil, nämlich etwa 4 bis 9 Pferdekraft, zum Betriebe der leer gehenden Maschine aufgewendet werden muß, so daß nur eine verhältnißmäßig kleine Arbeit von durchschnittlich 2 bis 3 Pferden für die eigentliche Nutzwirkung verwendet wird. Das Gewicht der Garben, welche mit einer Pferdekraft in der Stunde gedroschen werden konnten, schwankte bei diesen Versuchen etwa zwischen 200 und 300 **kg**.

Bei den Göpeldreschmaschinen ohne Reinigungsvorrichtung betrug dagegen die Betriebskraft während der Arbeit zwischen 1 und 1,39 Pferdekraft, und diejenige für den Leergang nur etwa 0,18 bis 0,33 Pferdekraft. Die mit einer Pferdekraft stündlich ausgedroschene Menge der Garben hatte hier ein Gewicht zwischen 661 und 814 **kg**.

Kornreinigungsmaschinen. Die Maschinen, welche man zur Reinigung des durch die vorstehend besprochenen Maschinen ausgedroschenen Getreides anwendet, wirken in verschiedener Art, indem sie sowohl eine Trennung der Stoffe nach ihrer Größe durch Siebe, als auch nach ihrer Dichte durch einen Luftstrom bewirken, wie auch zuweilen eine Trennung nach der Form der Körper erzielen, indem sie die runden, mehr oder minder kugelförmigen Unkrautsamen von den mehr länglichen Getreidekörnern trennen. Die Siebwerke, welche meistens einfache, mit Rüttelbewegung versehene Plansiebe enthalten, bedürfen nach dem vorstehend darüber Gesagten einer näheren Erläuterung nicht. Auch die Anwendung eines Luftstromes zum Wegblasen der leichteren, blättchenförmigen Streutheilchen von den dichteren Körnern ist gelegentlich der Besprechung der Griesputzmaschinen angeführt, so daß zum Verständniß der Einrichtung und Wirkungsweise einer solchen Kornreinigungsmaschine oder Fege die folgenden Bemerkungen genügen. **§. 122.**

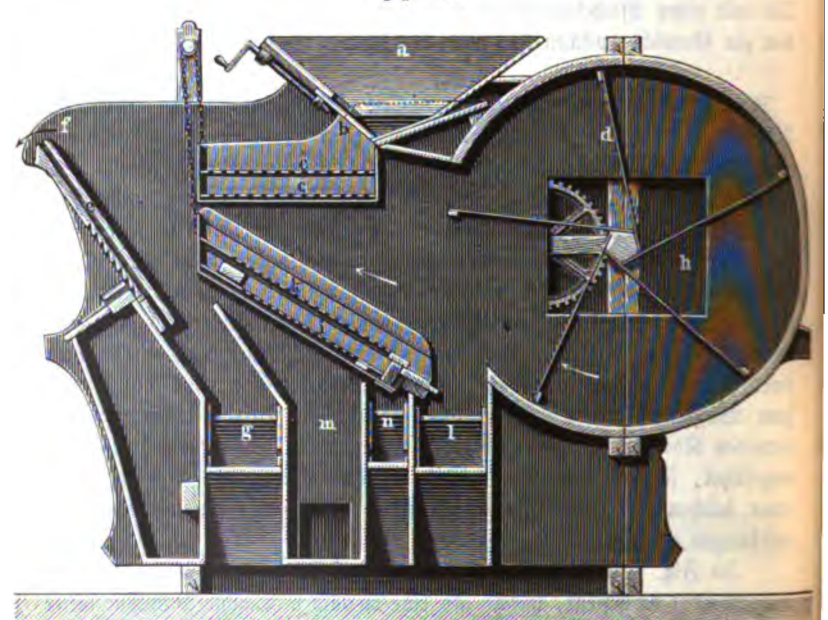
In Fig. 405 (a. f. S.) ist die schottische Getreidereinigungsmaschine[1]) dargestellt, welche als eine vielfach gebrauchte Maschine dieser Gattung angesehen werden kann. Das in den hölzernen Aufgebetrichter oder Rumpf *a* eingeschüttete Getreide fällt durch die mittelst des Schiebers *b* verstellbare Oeffnung hindurch auf die horizontalen Plansiebe *c c*, durch deren Maschen die Getreidekörner hindurchtreten können, während die größeren Spreutheilchen, Halmstücke und leeren Aehren durch den von dem Flügelrade *d* erzeugten Wind ergriffen und bei *f* aus der Maschine hinausgetrieben werden. Dabei werden auch die leichteren Körner mitgeführt und treffen gegen das geneigte Brett *e*, das sie nach unten in den Raum *g* fallen läßt, aus welchem sie nach der einen oder anderen Seite der Maschine

---

[1]) Perels, Die Dreschmaschinen, Getreidereinigungsmasch. u. s. w.

durch einen Abzug austreten. Hierbei läßt sich nicht nur die Stärke des Windstromes durch Veränderung der beiderseits angebrachten Saugöffnungen *h* des Ventilators nach der jeweiligen Beschaffenheit des zu reinigenden Getreides reguliren, sondern man hat es auch in der Hand, durch Höher- oder Tieferstellen des Brettes *e* mehr oder minder schwere Theile des durch den Wind Fortgeführten zurückzuhalten. Die durch die Siebe *c* gefallenen Körner fallen auf zwei andere Siebe *i* und *k*, von denen das obere *k* die größten Getreidekörner zurückhält, so daß dieselben sich in *l* ansammeln können, während das untere feinere Sieb *i* nur die kleinsten Körner hin-

Fig. 405.



durchtreten läßt, die sich zusammen mit Unkrautsamen in *m* ansammeln. Der Rückhalt des unteren Siebes, welcher aus mittelgroßen Getreidekörnern besteht, wird in *n* gewonnen.

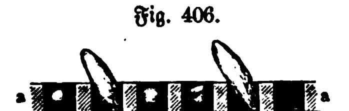
Die Bewegung des Flügelrades geschieht bei diesen einfachen, für Handbetrieb eingerichteten Maschinen von einem auf der Kurbelwelle angebrachten größeren Zahnrade, das in ein kleines Getriebe auf der Flügelwelle eingreift, so daß die letztere bei einem Umsetzungsverhältnisse von 4 bis 5 etwa 200 Umdrehungen in der Minute macht. Von dieser Welle wird meistens auch durch einen Daumen oder Kurbelzapfen die Rüttelbewegung der Siebe abgeleitet.

Derartige Maschinen zum Reinigen des Ausdrusches sind, wie in dem vorhergehenden Paragraphen angeführt wurde, bei den combinirten Dreschmaschinen mit dem Dreschapparate in demselben meist fahrbaren Gestelle vereinigt, und man pflegt dabei öfter das Flügelrad unmittelbar auf dem einen Ende der schnell umlaufenden Axe der Dreschtrommel anzubringen. Zum Sortiren der von der Spreu und dem Staube gereinigten Körner wendet man hierbei auch wohl zuweilen Siebtrommeln an, welche in der oben (§. 102) besprochenen Weise die Körner nach ihrer Größe in drei oder vier Sorten sondern, um dieselben entweder zur Aussaat, oder zur Mehlbereitung, oder als Viehfutter zu verwenden. Die Oeffnungen dieser Siebtrommeln haben, der Form der verschiedenen Getreidearten entsprechend, meist eine längliche Gestalt; runde Oeffnungen können dabei auch wohl zum Absondern der kleinen kugeligen Unkrautsamen von den länglichen Getreidekörnern dienen.

In vollkommener Weise geschieht dagegen die letztgedachte Absonderung der kleinen runden Unkrautsamen von den Getreidekörnern durch die von ihrem Erfinder Vachon mit dem Namen Trieurs[1]) bezeichneten Auslesemaschinen.

Diese Maschinen bewirken die gedachte Absonderung der runden Unkrautsamen von den länglichen Getreidekörnern in einer eigenthümlichen Art, wovon man sich durch Fig. 406 eine Anschauung verschafft. Hierin stellt nämlich *ab* eine Metallplatte vor, welche dicht neben einander in regelmäßigen Abständen kleine cylindrische Vertiefungen enthält, die dadurch gebildet wurden, daß man das stärkere, mit runden Löchern versehene Blech *a* mit dem dünneren, nicht durchbrochenen Bleche *b* verbunden hat. Diese kleinen Vertiefungen sind groß genug, um die rundlichen Unkrautsamen, sowie zerbrochene oder verkrüppelte Getreidekörner in sich aufzunehmen, während die Körner von regelmäßiger Gestalt darin nicht Raum finden. Denkt man sich daher eine solche Platte unter geringer Neigung wie ein Plansieb aufgehängt und wie dieses in eine rüttelnde Bewegung versetzt, so wird das auf diese Platte gebrachte Getreide von den darin enthaltenen Unkrautsamen befreit, indem die letzteren von den Aushöhlungen aufgenommen werden, während die guten Getreidekörner über die Platte hinweggleiten oder rollen, wie der Rückhalt eines Siebes. Die beabsichtigte Trennung kann daher erzielt werden, wenn man die Platte von Zeit zu Zeit durch Umkehren von den in den Aushöhlungen zurückgehaltenen Theilen befreit.

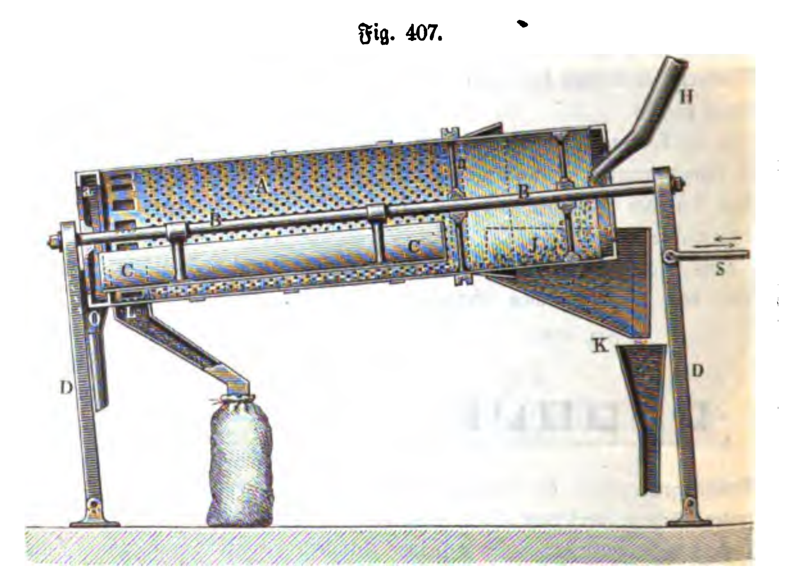
Fig. 406.



[1]) Bulletin d'encouragement, 45. année, p. 599. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. II.

Die ersten Maschinen, welche in dieser Art eingerichtet waren, konnten natürlich wegen der absetzenden Wirkung nur eine geringe Leistungsfähigkeit aufweisen. Der Erfinder Vachon hat dieselben deshalb für ununterbrochenen Betrieb eingerichtet, indem er der mit den besagten Aushöhlungen versehenen Platte die Form eines Cylinders gegeben hat, welcher unter geringer Neigung gegen den Horizont gelagert wird, und durch seine langsame Umdrehung nach der Art der Trommelsiebe die am oberen Ende eingetragene Masse allmählich nach dem unteren Ende hin befördert. Hierbei nehmen die im Innern der Cylinderfläche angebrachten Aushöhlungen in der tiefsten Lage die kleinen Verunreinigungen auf und lassen dieselben wieder heraus-

Fig. 407.



fallen, sobald sie in Folge der Umdrehung der Trommel in eine hinreichend hohe Lage gelangt sind, so daß die Aushöhlungen, wenn sie wieder in die tiefste Lage kommen, von Neuem zur Aufnahme von Samenkörnern befähigt sind. Die in dieser Art ausgelesenen Theile werden nach dem Herausfallen aus den Aushöhlungen von einer muldenförmigen Schale aufgenommen, welche im Innern des Cylinders an dessen Axe aufgehängt ist, ohne an deren Bewegung Theil zu nehmen. Diese Schale, welche dieselbe Neigung hat, wie der Auslesecylinder, befördert durch eine ihr ertheilte Rüttelbewegung die ausgelesenen Samen aus der Trommel heraus. Die nähere Einrichtung dieser Maschine [1]) ist aus Fig. 407 zu ersehen.

[1]) Kick, Die Mehlfabrikation.

Der im Innern mit den besagten Aushöhlungen versehene Auslesecylinder *A* ist vermöge der Armkreuze *a* lose drehbar auf der geneigten Axe *B* angebracht, welche eine Drehung nicht empfängt, sondern vermittelst einer Kurbel durch eine Stange *S* in Schwingungen nach ihrer Länge versetzt wird, die sie sowohl dem auf ihr drehbaren Cylinder *A*, wie auch der an ihr hängenden Mulde *C* mittheilt. Um die Schwingung der Axe *B* zu ermöglichen, ist dieselbe an den Enden durch die Pendelträger *D* unterstützt.

Die durch die Rinne *H* eingeführte Masse wird durch den ersten Theil des Cylinders *J*, welcher mit feinen Siebmaschen versehen ist, von allen kleineren Theilen befreit, die in *K* sich ansammeln. Hierauf durchzieht das Getreide den eigentlichen Auslesecylinder, an dessen hinterem Ende *L* die Getreidekörner durch eine Anzahl rings herum angebrachter Oeffnungen ins Freie treten, während die von den Aushöhlungen aufgenommenen Samen bei dem Herausfallen aus den Vertiefungen in die Mulde *C* gelangen. Da diese an der Axe aufgehängte Mulde an den Längsschwingungen Theil nimmt, so treten die ausgelesenen Samen an dem Ende der Schale aus, um in *O* aufgefangen zu werden. Eine solche Maschine mit einem Cylinder von 0,4 m Durchmesser und 1,74 m Länge, welcher in der Minute 16 Umdrehungen macht, kann in 24 Stunden etwa 180 Hectoliter Getreide auslesen.

Man hat diese Maschine in der Weise verändert, daß man die Rüttelbewegung der Schale weggelassen und den Transport der von der Schale aufgenommenen Stoffe durch eine in der ersteren angeordnete Schnecke bewirkt hat, eine Einrichtung, mit welcher eine gewisse Vereinfachung verbunden ist.

Man kann auch noch in anderer Art die Trennung der rundlichen Sämereien von den längeren Getreidekörnern bewirken, indem man nämlich davon Gebrauch macht, daß auf einer schwach geneigten Fläche die runden Körner ins Rollen kommen, während die länglichen Getreidekörner liegen bleiben. Die auf diesem Verhalten beruhende Maschine [1]) besteht der Hauptsache nach aus einem Tuche ohne Ende *a*, Fig. 408 (a. f. S.), welches über zwei parallele, unter geringem Neigungswinkel gegen den Horizont gelagerte Walzen *b* und *c* gespannt ist, durch deren Umdrehung es seine fortschreitende Bewegung im Sinne des Pfeils erhält. Läßt man auf den oberen Theil dieses Tuches in der Nähe der höher liegenden Kante *o* desselben aus einer Rinne *d* das zu reinigende Getreide fallen, so werden im Allgemeinen die länglichen Getreidekörner auf dem Tuche, dessen Neigung kleiner ist als der betreffende Reibungswinkel, weder eine gleitende noch rollende Bewegung annehmen, wogegen die runden Samen quer über das Tuch hinwegrollen,

---

[1]) Kick, Die Mehlfabrikation.

um über die tiefer liegende Kante *u* desselben hinwegzuspringen. Die Getreidekörner dagegen werden vermöge der langsamen Bewegung des Tuches bis über die Walze *b* mitgenommen, wo sie abfallen und für sich aufgefangen



Fig. 408.

werden können. Die Wirkung dieser durch ihre große Einfachheit ausgezeichneten Maschine soll eine befriedigende sein; natürlich hängt die Wirksamkeit von der passenden Neigung der Axen und des Tuches ab; für Getreide wird eine Neigung von 15 Grad als geeignet angegeben.

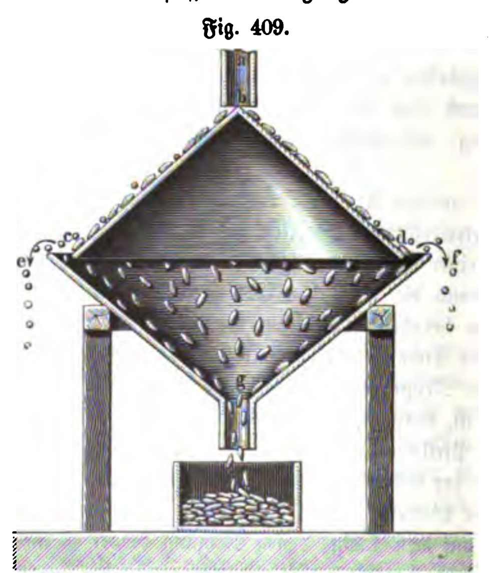


Fig. 409.

Während bei der vorstehend angeführten Art der Sonderung davon Gebrauch gemacht wird, daß auf einer Fläche von geringer Neigung nur die rundlichen Samen ins Rollen kommen, die länglichen Körner aber liegen bleiben, hat man auch die verschieden große Geschwindigkeit, welche die Körner auf steiler geneigten Flächen annehmen, zur Absonderung benutzt. In Fig. 409 ist der wesentliche Bestandtheil der darauf beruhenden Maschine angegeben. Das Getreide fällt hierbei aus der Röhre *a* auf die Spitze eines feststehenden Kegels *bcd*, auf welchem es sich entlang den

Kegelseiten nach der Basis cd herab bewegt. An diesen Kegel schließt sich ein umgekehrter Hohlkegel efg so an, daß der Rand ef etwas über denjenigen cd erhöht und von demselben durch einen geringen Zwischenraum getrennt ist.

Da die rundlichen Samen hauptsächlich eine rollende, die länglichen Getreidekörner meist eine gleitende Bewegung annehmen, so kommen die ersteren mit größerer Geschwindigkeit bei ef an, in Folge deren sie den Spalt überhüpfen und bei dem Anprallen gegen den Rand ef diesen überspringen. Die langsam herabgleitenden Getreidekörner dagegen fallen bei richtiger Wahl der Neigungen durch den Zwischenraum zwischen cd und ef herab und gelangen durch das Rohr g aus der Maschine heraus.

§. 123.

Schäl- und Putzmaschinen. Dem Zwecke einer Absonderung verschiedener Stoffe von einander haben auch die in den Mahlmühlen zur Reinigung des Getreides gebräuchlichen sogenannten Schäl- und Putzmaschinen zu dienen. Ein Unterschied zwischen Schälen und Putzen ist in der Art festzuhalten, daß man unter dem Putzen die Beseitigung der den Körnern anhaftenden fremden Stoffe, unter Schälen die Entfernung der äußeren Schale versteht. Es ist daraus ersichtlich, daß zum eigentlichen Schälen viel kräftiger angreifende, schabend und reibend wirkende Werkzeuge nöthig sind, als zum Putzen; daß aber eine strenge Unterscheidung der Maschinen kaum zu machen sein wird, indem jedenfalls alle Schälmaschinen auch immer ein Putzen bewirken werden und in vielen Putzmaschinen auch ein Angreifen der Schale stattfindet. Obwohl diese Maschinen hiernach als in die Gruppe der Maschinen zur Oberflächenbearbeitung gehörig erscheinen könnten, ist doch zu bemerken, daß der eigentliche Zweck in der Absonderung der von den Körnern getrennten Stoffe besteht, und auch zur Absonderung dieser Stoffe stets die im Vorstehenden besprochenen Mittel des Siebens und Fortblasens Verwendung finden.

Bei vielen der hierher gehörigen Maschinen findet mit dem Abreiben der Körner gleichzeitig die Entfernung der abgeriebenen Stoffe statt, bei anderen Maschinen, welche die Körner mit dem Abreibsel vereinigt zum Austritt gelangen lassen, muß natürlich die Absonderung nachträglich noch vorgenommen werden.

So verschieden auch die hier in Betracht kommenden Maschinen in Betreff ihrer Bauart sein mögen, so stimmen dieselben doch hinsichtlich ihrer Wirksamkeit darin überein, daß die Körner zum Zwecke des Schälens oder Putzens einem mehr oder minder kräftigen Reiben an gewissen Reibflächen oder auch an einander ausgesetzt werden, zu welchem Zwecke sie der Einwirkung schnell rotirender Arme, Flügel oder sonst geeigneter Theile unterworfen werden, welche in einzelnen Fällen auch noch durch die ausgeübten

Stoßwirkungen die beabsichtigte Trennung befördern. Die gedachten Reibflächen werden sehr verschieden hergestellt. Für eine besonders kräftige Schälwirkung wendet man die bekannten Reibeisenbleche an, das sind Bleche mit viereckigen Löchern, deren aufgeworfene scharfe Ränder schabend auf die mit ihnen in Berührung kommenden Körner wirken. Auch Sägeblätter hat man wohl in einzelnen Fällen in Anwendung gebracht. Diese letzteren, ebenso wie die Reibeisen und feilenartig aufgehauenen Stahlschienen leiden an dem Uebelstande schnellen Abstumpfens, welcher häufiges Nachschärfen oder Ersetzen nöthig macht; außerdem greifen sie die Getreidekörner so kräftig an, daß mit den Schalenstücken vielfach daran haftende Theile des mehligen Kerns losgerissen werden, wodurch ein erheblicher Verlust herbeigeführt werden kann. Weniger kräftig wirken Steinflächen, indem dieselben vermöge ihrer natürlichen Rauhigkeit nur kleine Schalensplitter zu entfernen vermögen. Die sogenannten Spitzgänge der Mahlmühlen, d. h. gewöhnliche Mahlgänge, welche vermöge ihrer weiten Stellung von den Getreidekörnern hauptsächlich nur die Spitzen abreiben, können als hierher gehörige Maschinen betrachtet werden, ebenso wie die in §. 40 besprochenen Graupengänge als Schälmaschinen zu betrachten sind, in denen Steinflächen und Reibeisen zusammen arbeiten.

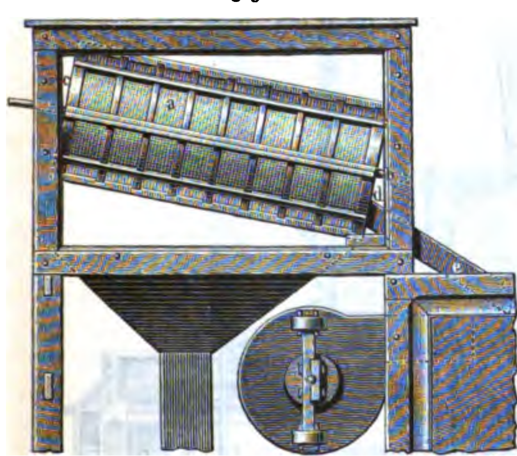
Um eine noch weniger kräftige Wirkung zu erzielen und eine Beschädigung der Körner thunlichst zu vermeiden, ist man neuerdings vielfach dazu übergegangen, die Reibflächen aus gerippten oder cannelirten Platten zu bilden, an denen die Körner vielfach gerieben werden. Auch Drahtsiebe wendet man zu dem Zwecke wohl an, bei welchen die einzelnen Drähte gewissermaßen kleine Rippen vorstellen, und deren Zwischenräume Gelegenheit geben, die abgeriebenen Theile sofort durch einen Windstrom zu entfernen. Das letztere kann auch bei der Verwendung von Reibeisenblechen geschehen, während Steinflächen im Allgemeinen nöthigen, die Absonderung des abgeriebenen Stoffes durch eine besondere Vorrichtung zu bewirken. Auch glatte Bleche mit siebförmigen Durchbrechungen hat man in Anwendung gebracht, deren Wirkung gewissermaßen in der Mitte zwischen der von Reibeisen und geriffelten Platten steht, insofern die Ränder der Sieblöcher eine sanft schabende Wirkung ausüben. Zum Poliren von Körnern, denen man namentlich beim Reis ein schönes Aussehen geben will, hat man wohl auch die Flächen mit Schmirgel oder mit sammetartigem Gewebe überzogen. Daß in allen hier in Betracht kommenden Maschinen auch wesentlich das Reiben der Körner an einander dem Zwecke des Putzens und Schälens dienlich sein muß, ist ohne Weiteres klar.

Die treibenden Theile, durch welche die Bewegung der Körner auf und an den Reibflächen bewirkt wird, sind zwar von mannigfacher Gestalt, immer aber erhalten sie eine drehende Bewegung von einer schnell umlaufenden

Axe, an der sie befestigt sind. Oft sind es Umdrehungskörper, wie Scheiben, Cylinder oder Kegel, zuweilen Arme, Schienen oder Schläger, mit Reibeisen beschlagen oder auch wohl mit Bürsten besetzt, je nach der beabsichtigten Wirkung. Die Umdrehung der Axe, welche in den meisten Fällen stehend angeordnet wird, erfolgt immer mit großer Geschwindigkeit, im Durchschnitt etwa mit 150 bis 250, zuweilen aber auch mit 600 und mehr Umdrehungen in der Minute.

Eine große Geschwindigkeit der Treiber und daher der Körner ist für die Wirksamkeit dieser Maschinen aus folgendem Grunde erforderlich. Ein Korn, welches, von einem treibenden Theile bewegt, gegen einen vorstehenden Theil einer Reibfläche, z. B. gegen eine Spitze eines Reibeisens geworfen wird, kann daselbst einer schälenden oder abschabenden Wirkung dieser Spitze nur dann unterworfen sein, wenn die in dem Korne vermöge seiner Geschwindigkeit aufgespeicherte lebendige Kraft mindestens gleich dem zu dem gedachten Schälen erforderlichen Arbeitsaufwande ist. Dies ist deswegen nöthig, weil der Abstand der treibenden Theile von den Reibflächen in der Regel viel größer ist, als die Abmessungen des Korns, das letztere daher nicht, wie es zwischen den Steinen eines gewöhnlichen Mahlganges der Fall ist, an zwei Punkten gleichzeitig von Kräften angegriffen wird.

Fig. 410.



Nach diesen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der verschiedenen Maschinen hier angeführt werden, welche zu dem gedachten Zwecke ausgeführt worden sind.

Eine sehr einfache Reinigungsmaschine[1]) enthält nach Fig. 410 eine in geneigter Lage fest aufgestellte cylindrische Trommel *a* aus starkem Drahtsiebe, dessen Oeffnungen den normalen Getreidekörnern den Durchtritt nicht gestatten. In der Mitte dieser Trommel dreht sich eine Axe *b*, welche mit-

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

telst entsprechender Armkreuze sechs Latten trägt, von denen drei mit Reibeisenblechen und drei mit Borsten besetzt sind. Bei der schnellen Umdrehung der Axe, die in der Minute etwa 300 Umdrehungen macht, wird das am oberen Ende bei *c* eingetragene Getreide im Kreise herumgeführt und gelangt wegen der Neigung des Cylinders in vielen Schraubenwindungen nach dem unteren Ende *d*. Bei dem Herabfallen von dem Ende der Austragrinne *e*

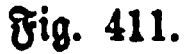
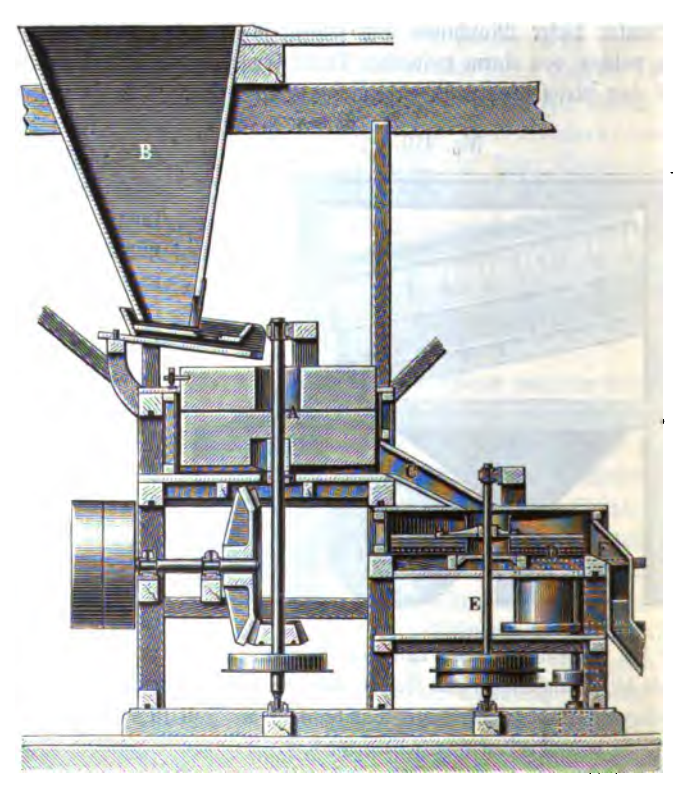


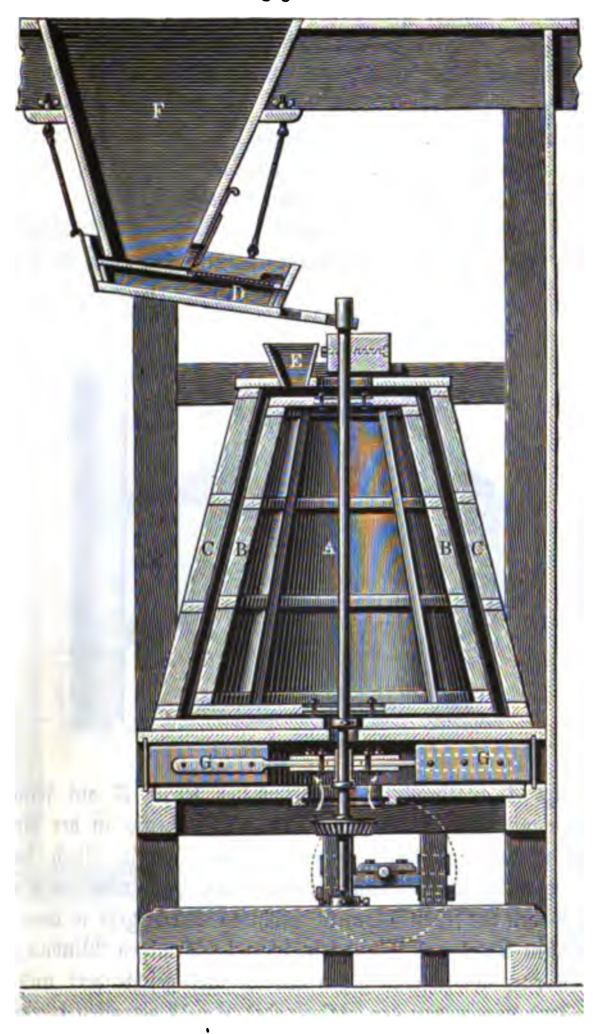
Fig. 411.



begegnet das Getreide dem von einem Flügelgebläse erzeugten Windstrome, welcher die leichten abgeriebenen Theile fortbläst, die nicht schon vorher durch die Maschen des Siebcylinders hindurchgegangen sind. Wiebe giebt an, daß eine derartige Maschine mit einem Siebcylinder von etwa 0,5 m Durchmesser und 1,2 m Länge bei 300 Umdrehungen in der Minute mit 2 bis 3 Pferdekraft stündlich 6 bis 8 Scheffel, d. i. etwa 240 bis 320 kg Weizen reinigen kann.

Die durch Fig. 411 dargestellte Reinigungsmaschine [1]) besteht der Hauptsache nach aus dem Spitzgange *A* mit rotirendem Untersteine, welchem das

Fig. 412.



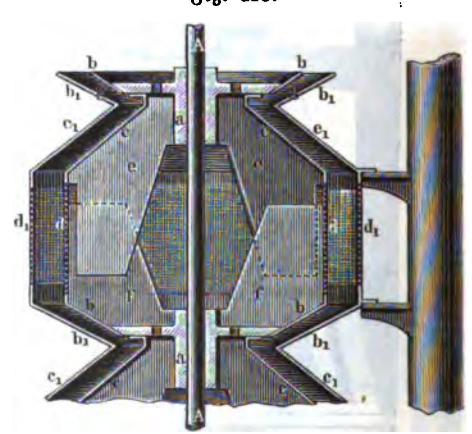
zu reinigende Getreide aus dem Rumpfe *B* durch das Steinauge zugeht, um nicht nur zwischen den ebenen Flächen der Steine, sondern auch zwischen dem Umfange des rotirenden Bodensteins und dem umgebenden Mantel aus

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

Reibeblech von den Schalen befreit zu werden. Durch die Rinne *C* fällt das Product auf das ebene Drahtsieb *D*, über welchem eine auf der stehenden Axe *E* befindliche, auf der Unterfläche mit Bürsten besetzte Scheibe sich dreht. Die in gegen den Radius geneigten Reihen angebrachten Borsten aus spanischem Rohr (Stuhlrohr) befördern das Material über dem Drahtsiebe nach außen, wobei sowohl der Proceß des Abreibens fortgesetzt, wie auch eine Entfernung der abgeriebenen Theile durch das Sieb hindurch bewirkt wird. Das bei *F* aus der Bürstmaschine fallende Getreide ist der Wirkung eines Windstroms ausgesetzt. Die etwa 1 m im Durchmesser große Bürstenscheibe macht 180 bis 200 Umdrehungen in der Minute.

Unter dem Namen Rubber ist eine viel verbreitete Schälmaschine bekannt, welche durch Fig. 412 (a. v. S.) verdeutlicht wird. Hier ist ein auf der

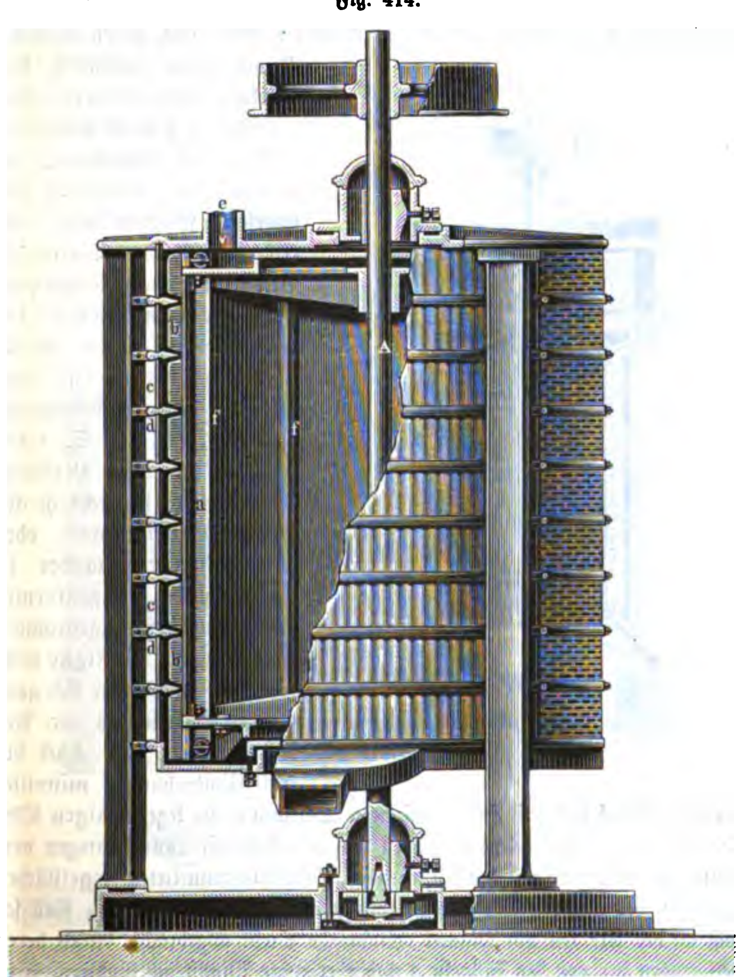
Fig. 413.



stehenden Axe *A* angebrachter, abgestumpfter Kegel *B* auf seiner ganzen Mantelfläche mit Reibeisenblech beschlagen, und ebenso ist der diesen Kegel concentrisch umgebende Mantel *C* innerlich mit solchem Blech ausgekleidet. Das aus dem Rumpfe *F* mittelst eines Rüttelschuhs *D* nach der Oeffnung *E* im oberen Boden des festen Mantels geführte Getreide geht in dem Zwischenraume zwischen Kegel und Mantel in schraubenförmigen Windungen nieder, wobei die Körner abwechselnd gegen den Mantel geschleudert und von diesem abprallend wieder von den Zähnen des Kegels getroffen werden, so daß sie, bevor sie am unteren Ende anlangen, einem vielfachen Angriffe der Zähne ausgesetzt sind. Die aus einer Rinne heraustretenden Körner werden einem Windstrome ausgesetzt, der durch die Wirkung eines auf der Axe des Kegels angebrachten Flügelrades *G* erzeugt wird. Ein Nachtheil dieser Maschine besteht darin, daß sie in Folge der kräftigen Wirkung der Reib-

eisen viele Körner beschädigt und zerbricht, abgesehen von dem baldigen Abstumpfen der Reibebleche.

Fig. 414.



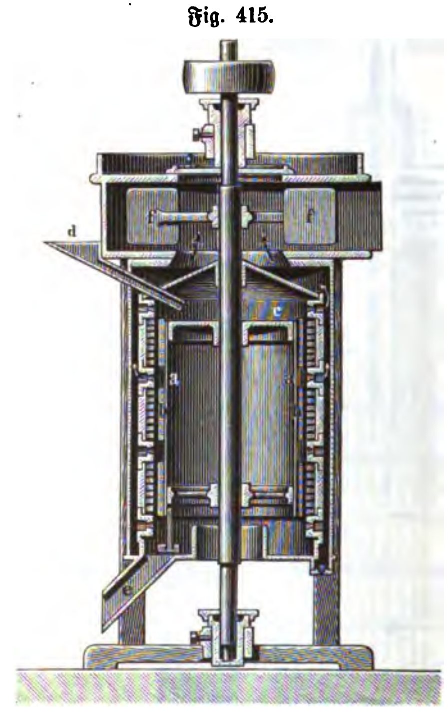
Bei den Maschinen dieser Art hat man auch die Reibebleche, welche den Bezug des Kegels bilden, durch gerade Sägeblätter [1]) ersetzt, die in größerer Anzahl in Seitenlinien des Kegels angebracht sind. Bei einer anderen Bauart wird statt des Kegels ein cylindrischer Körper angewandt, welcher

---

[1]) Dingler's Polyt. Journ., Jahrg. 69, Bd. 269.

durch viele kreisförmige Sägeblätter gebildet ist, die durch geringe Zwischenräume von einander getrennt, auf der verticalen Axe befestigt sind. Von diesen Maschinen, welche ebenfalls, wie der Rubber, mit einem feststehenden, innerlich mit Reibeblech ausgekleideten Mantel versehen sind, gelten ähnliche Bemerkungen hinsichtlich der Wirkungsweise, wie sie oben für den Rubber gemacht wurden.

Fig. 415.



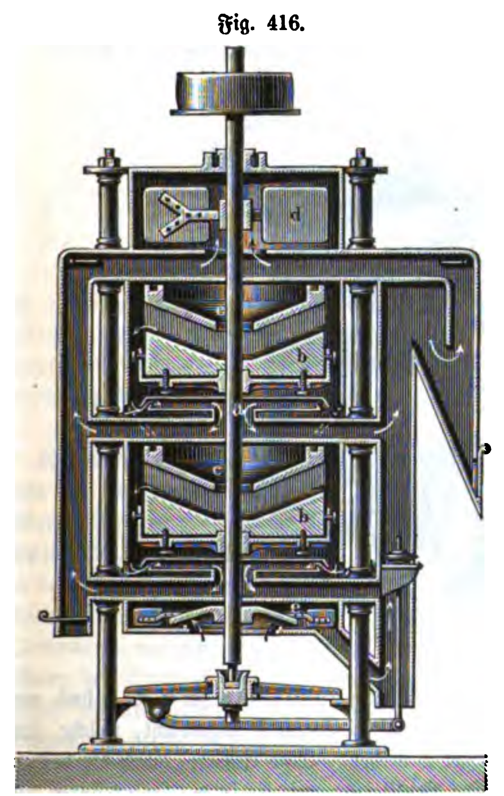
Von den Maschinen, in welchen unter Ausschluß der scharfen, schabend oder abreißend wirkenden Theile die Bearbeitung durch Reiben zwischen gerippten Flächen bewirkt wird, sei die von Walworth & Harrowby[1]) angeführt, deren Wirkungsart aus Fig. 413 (a. S. 638) ersichtlich ist. Diese Maschine bearbeitet das senkrecht herabfallende Getreide drei- oder viermal hinter einander in ebenso vielen, etagenförmig unter einander angebrachten Abtheilungen. Die Figur stellt eine von diesen unter sich ganz gleichen Abtheilungen vor. Auf der stehenden, mit 450 bis 500 Umdrehungen minutlich gedrehten Axe A sind mit Hülfe geeigneter Scheiben a die kegelförmigen Körper b und c befestigt, welche auf ihren Außenflächen mit Cannelirungen versehen sind und welche mit den feststehenden, gleichfalls cannelirten Kegelflächen b_1 und c_1 des äußeren Mantels zusammen arbeiten. Bei d und d_1 sind sowohl an der Axe wie am Mantel cylindrische Siebe angebracht, durch deren Oeffnungen der von den Flügeln e und f erzeugte Windstrom hindurch tritt, so daß das zwischen den Siebmänteln niederfallende Getreide daselbst von dem abgeriebenen Staube und kleinen Schalenstücken befreit wird. Die Wirkung der Maschine besteht daher darin, daß das von der oberen Etage bei g herabfallende Getreide in dem Zwischenraume zwischen den Kegeln c und c_1 der Wirkung der Cannelirungen ausgesetzt ist, um, nachdem es zwischen d

[1]) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. II. Kick, Die Mehlfabrikation.

und d_1 ausgeblasen ist, einer erneuerten Wirkung zwischen den cannelirten Kegeln b und b_1 ausgesetzt zu werden. Derselbe Vorgang findet in jeder Etage in gleicher Art statt. Die Arbeit dieser Maschine, welche der Natur der Sache nach weniger in einem Schälen als vielmehr einem Putzen der Körner besteht, wird sehr gerühmt.

Eine wiederholte Bearbeitung in einzelnen Etagen über einander findet überhaupt bei den mit cannelirten Flächen arbeitenden Maschinen vielfach statt, und es möge als ein Beispiel hierfür die sehr verbreitete Maschine von Henkel u. Seck (Fig. 414, auf S. 639) angeführt werden. An dem mit der stehenden Axe A fest verbundenen Siebcylinder a sind Flügel b angebracht, welche vermöge ihrer schnellen Umdrehung das bei e eingeführte Getreide gegen den aus Wellblech gebildeten Mantel c schleudern und daran herumtreiben. Durch die im Inneren dieses Mantels angebrachten festen Ringe d wird das freie Herabfallen des Getreides unterbrochen, indem dasselbe aus einer der so gebildeten Abtheilungen in die darunter befindliche nur an einer Stelle gelangen kann, wo der die beiden Abtheilungen trennende Ring ausgeschnitten ist. Der Mantel c ist auf etwa $^1/_5$ des Umfanges aus gelochtem Eisenblech gebildet, durch dessen Durchbrechungen der Staub und die abgeriebenen Theilchen von dem Windstrome nach außen getrieben werden, welchen die mit der Siebtrommel verbundenen Flügel f erzeugen. An diesen Theil des Mantels schließt sich eine Kammer zur Aufnahme des Staubes an. Der Abstand der Schläger b von dem Mantel c ist durch Schrauben und von den Ringen d durch Heben oder Senken der Axe A zu reguliren, welche letztere 300 bis 350 Umdrehungen in der Minute macht.

Fig. 416.



Die Leistung dieser Maschine wird bei einer Betriebskraft von fünf bis sechs Pferden zu 9 bis 14 Hectoliter Getreide in der Stunde angegeben[1]).

In welcher Art die mit Bürsten arbeitenden Putzmaschinen eingerichtet sind, kann aus den beiden Fig. 415 u. 416 erkannt werden. Bei der ersteren Maschine von Zahn[2]), Fig. 415 (a. S. 640), werden die Getreidekörner durch an dem rotirenden Cylinder *a* angebrachte Schlagleisten *b* gegen den im ganzen inneren Umfange mit schräg eingesetzten Bürsten versehenen Cylinder *c* geworfen, wobei sie in Schraubenlinien von dem Einlaß *d* nach der Austrittsrinne *e* gelangen und unterwegs durch das Flügelrad *f* entstäubt werden.



Fig. 417.



Bei der Maschine von Fritsch[3]) dagegen, Fig. 416 (a. v. S.), sind auf der Axe *a* die beiden conisch ausgehöhlten Steine *b* angebracht, welche sich unterhalb der festen Bürstenkegel *c* drehen. Eine kräftige, durch die beiden Flügelräder *d* und *e* veranlaßte Ventilation, wie sie in der Figur durch die Pfeile versinnlicht ist, bewirkt in sehr wirksamer Weise die Entstäubung des Getreides.

Schließlich mögen hier noch diejenigen Maschinen angeführt werden, welche zur Befreiung der Gerstenkörner von den daran sitzenden Grannen dienen, die durch das Dreschen und Putzen nicht entfernt werden können,

---

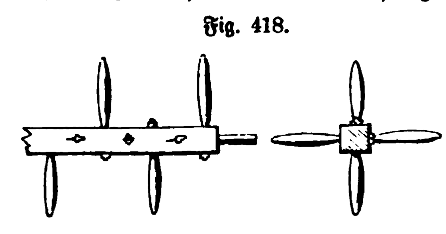
1) Kick, Die Mehlfabrikation.

2) D. R.-P. Nr. 40 380.

3) D. R.-P. Nr. 35 275.

und daher eines sehr kräftig wirkenden Trennungsmittels bedürfen. Meistens besteht ein solcher Grannenreiniger aus einem in geneigter Lage fest aufgestellten Cylinder aus Drahtsieb, in dessen Axe sich eine Welle mit vielen radial durchgesteckten Messern oder Armen dreht, welche vermöge ihrer schnellen Bewegung die Grannen abschlagen. Die Oeffnungen in der Siebtrommel gestatten den abgeschlagenen Theilen den Durchtritt nach außen, während die entgrannten Körner die Trommel an ihrem tieferen Ende verlassen. Hiernach wird die Einrichtung der Maschine von Barrett[1]), Fig. 417, leicht verständlich sein. Die in die geneigte Mulde eingebrachte Gerste gelangt durch einen Canal am tieferen Ende in die entgegengesetzt geneigte, aus einem Drahtgeflechte gebildete Trommel. Innerhalb der letzteren ist eine Axe mit Schlägern, wie sie durch Fig. 418 verdeutlicht wird, gelagert, welche mittelst eines Rädervorgelages von der angedeuteten Kurbelwelle ihre Umdrehung erhält. Die von den Grannen befreite Gerste tritt durch eine Rinne in ersichtlicher Weise aus der Maschine heraus.

Fig. 418.

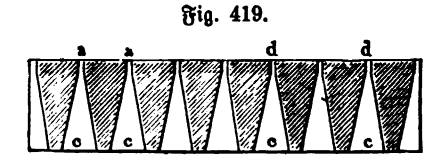


Knotenfänger. Siebwerke werden auch dazu angewendet, um aus dem bei der Papierfabrikation erzeugten sogenannten Zeuge oder Stoffe, einer breiartigen Masse, die gröberen, nicht genügend zerkleinerten Haderntheile, die Knoten, abzusondern. Wegen der faserigen Beschaffenheit der in der Masse enthaltenen Theile ist hierbei die Anwendung der gewöhnlichen Siebplatten mit kreisrunden Löchern oder der Drahtgewebe mit quadratischen Oeffnungen ausgeschlossen, da solche Oeffnungen den längeren Fasern nur schwer den Durchgang gestatten und wegen der trichterförmigen Wirkung zu einem lebhaften Einsaugen der Knötchen und damit zu einem schnellen Verstopfen der Siebe Veranlassung geben. Aus diesem Grunde wendet man stets länglich rechteckige Oeffnungen von 0,1 bis 0,15 m Länge und etwa 0,5 mm Breite an, die entweder durch Ausfräsen aus gegossenen Messingplatten, oder durch Zusammensetzung einzelner Stäbchen gebildet werden, welche zwischen sich nach Art der gewöhnlichen Roststäbe die besagten feinen Zwischenräume belassen. In Fig. 419 (a. f. S.) ist der Querschnitt durch eine derartige Siebplatte gegeben. Der feine Stoff tritt bei *a d* durch die nach der Austrittsseite *c* hin sich erweiternden Zwischenräume hindurch, während die Knoten zurückgehalten werden. §. 124.

[1]) Hamm, Die landw. Geräthe u. Maschinen Englands.

Die einfachsten Knotenfänger bestehen aus derartig durchbrochenen horizontal gelagerten Platten, durch welche der Stoff hindurchtreten muß, und zwar führt man, je nach den Umständen, den Stoff ebensowohl von oben nach unten wie auch in umgekehrter Richtung von unten nach oben durch die Platten hindurch. Die Größe der Platten muß so bemessen sein, daß die für den unausgesetzten Betrieb der Papiermaschine fortwährend erforderliche Masse regelmäßig durch die Oeffnungen hindurch gelangen kann, und hieraus erklärt es sich, warum für große Papiermaschinen meistens mehrere Fangplatten hinter oder über einander angeordnet werden. Um die Anbringung großer Flächen in einem verhältnißmäßig kleinen Raume zu ermöglichen, hat man auch wohl den Knotenfängern die Gestalt horizontaler, prismatischer Trommeln von quadratischem Querschnitte gegeben, welche gänzlich in die Papiermasse eintauchen, und auf allen vier Seitenflächen dem Stoffe den Eintritt in das Innere der Trommel gestatten, von wo derselbe durch einen der hohlen Zapfen abgeführt wird. Hierbei ist die ganze durchbrochene Fläche fortwährend in Wirksamkeit, wie bei den gewöhnlichen ebenen Fangplatten. Auch cylindrische, auf dem ganzen Umfange mit den besagten schlitzförmigen Durchbrechungen versehene rotirende Trommeln sind zur Anwendung gebracht worden, in deren Inneres der zu reinigende Stoff eingeführt wird, so daß die feine Masse nach außen durchschlägt, während die Knoten im Inneren zurückgehalten werden, von wo sie durch eine besondere Einrichtung ausgetragen werden. Von diesen Trommeln kommt, wie bei den gewöhnlichen Trommelsieben, stets nur ein geringer Theil des Umfanges zur Wirkung, weshalb man die Masse auch wohl in umgekehrter Richtung von außen nach innen geführt hat, um einen größeren Theil des Umfanges auszunutzen. Auch hat man aus demselben Grunde und der leichteren Zugänglichkeit halber dem Knotenfänger die Form eines cylindrischen Segmentes gegeben, welchem anstatt der rotirenden eine pendelnde Bewegung um die horizontale Aufhängeaxe ertheilt wird.

Fig. 419.

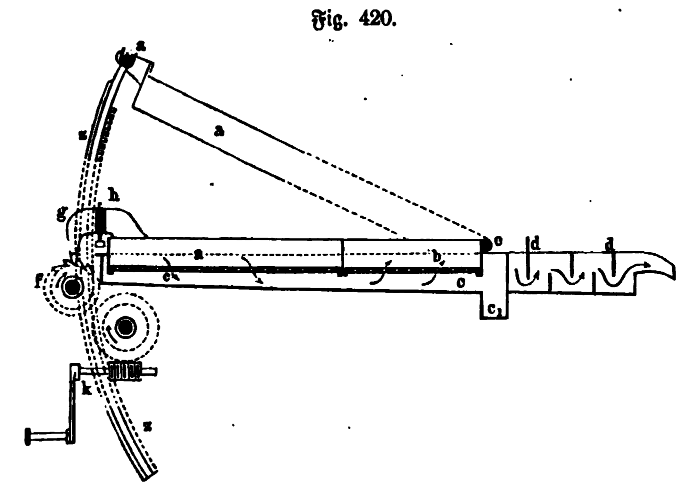


Zur gehörigen Wirksamkeit aller Knotenfänger ist eine stetige Offenhaltung der Durchbrechungen die erste Bedingung, und man hat daher der Erfüllung dieser Aufgabe stets eine besondere Aufmerksamkeit zugewendet und sehr verschiedene Mittel in Anwendung gebracht. Bei den gewöhnlichen Fangplatten sucht man den angeführten Zweck durch eine Rüttelung der Platten mittelst Prallbewegung zu erreichen, indem die durch diese Bewegung auf die Masse ausgeübten kleinen Stöße ein Abstoßen der dickeren

auf den Oeffnungen liegenden Knoten zur Folge haben. Auch hat man wohl durch die Bewegung eines endlosen, über der Fangplatte angebrachten Bandes mit geeigneten Abstreichern aus Kautschuk die Reinhaltung der Platten vorgenommen. Bei den trommelförmigen Knotenfängern bedient man sich dagegen gewöhnlich der Spritzröhren, welche parallel zur Axe nahe dem Umfange angebracht sind, und durch viele kleine Oeffnungen eine Reihe feiner Wasserstrahlen gegen den Trommelumfang treten lassen. Eigenthümlich ist die Reinhaltung der Oeffnung durch die sogenannte Pulsation der Zeugmasse, welche man dadurch erreicht, daß man diese Masse in der Nähe der Siebplatte in schnell auf einander folgende Schwingungen versetzt, zu welchem Zwecke man sich verschiedener Mittel bedienen kann.

Ein Plattenfänger von der Construction Dautrebande's[1]) ist durch Fig. 420 dargestellt. Derselbe besteht aus den beiden Fangplatten *a* und *b*,

Fig. 420.



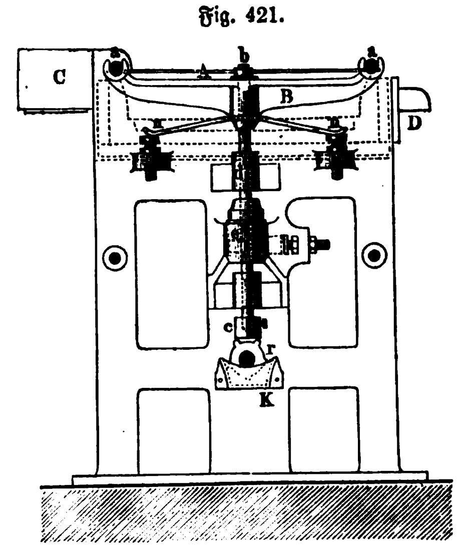
welche der Stoff nach einander durchzieht, und zwar, wie durch die Pfeile angedeutet, in *a* von oben nach unten und in *b* von unten nach oben. Die durch *b* hindurchgetretene Masse gelangt in die darunter befindliche Schale c_1, von welcher sie unter den Querwänden *d* hinweg nach der Papiermaschine geführt wird, wobei noch eine Absonderung der schwereren Theile, wie Sand und des leichten Schaums, sowie der sogenannten Katzen, stattfindet. Der um die Axe *e* schwingende Rahmen erhält durch zwei schnell rotirende Schlagrädchen *f* die zum Offenhalten der Sieböffnungen dienende Rüttelbewegung, indem der Rahmen vermittelst der beiden Knaggen *g* von den Zähnen der Rädchen *f* erhoben wird, um darauf durch sein eigenes Gewicht

[1]) Dingler's pol. Journ., Bd. 232. Hoyer, Fabrikation des Papiers.

wieder nieder zu fallen. Kautschukbuffer *k* verhüten hierbei die harten Stöße und das damit verbundene Geräusch.

Ein besonderer Vortheil dieser Art von Knotenfängern besteht außer in der einfachen Einrichtung, namentlich in der Uebersichtlichkeit der ganzen Anordnung und der Leichtigkeit, mit welcher die Platten gereinigt werden können. Zu dem letzteren Zwecke läßt sich der Rahmen in die punktirte Lage vermittelst einer Hebevorrichtung bringen, welche im Wesentlichen aus dem zu *e* concentrischen Zahnbogen *s* und einem eingreifenden Zahnrade besteht, dessen Axe durch ein Schneckengetriebe mittelst der Handkurbel *k* gedreht werden kann. Solcher Knotenfänger sind in der Regel mehrere so neben einander aufgestellt, daß der Stoff von allen nach einer gemeinsamen Abflußrinne geführt wird.

Fig. 421.



Bei der vorstehenden Anordnung eines um eine Axe drehbaren Rahmens fällt die Größe und Geschwindigkeit der Rüttelbewegung für die verschiedenen Punkte proportional mit deren Abständen von der Drehaxe aus, und daher nimmt die Wirksamkeit der Rüttelung nach der Schwingungsaxe des Rahmens allmählich ab. Diesen Uebelstand zu vermeiden bezweckt die Anordnung von Strobel[1]), Fig. 421, bei welcher die Fangplatte *A* an den vier Ecken durch Zapfen *a* auf zwei Traversen *B* gehängt ist, welche mittelst der bei *d* und *e* senkrecht geführten Stangen *bc* durch die Schlagrädchen *r* die Rüttelung empfangen. Das Gewicht des Siebrahmens und der Fangplatte *A* ist hierbei theilweise durch die Federn *n* aufgehoben, wodurch die zum Rütteln erforderliche Arbeit herabgezogen und die Bewegung zu einer elastischen gemacht wird.

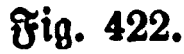
Bezüglich der ebenen oder flachen Knotenfänger möge nur noch erwähnt werden, daß bei der Anordnung von Tidcombe[2]) die Platte keine Rüttelbewegung erhält und die Reinigung derselben von Knoten durch ein über

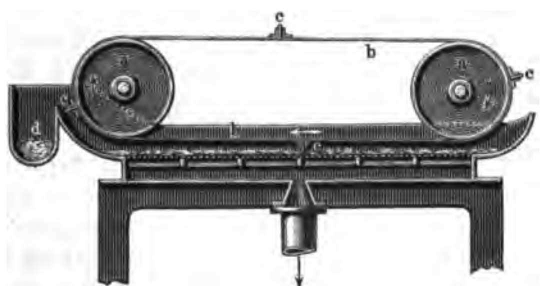
---

[1]) Hoyer, Fabrikation des Papiers.
[2]) D. R.-P. Nr. 28507.

zwei Walzen *a*, Fig. 422, geführtes endloses Tuch *b* bewirkt wird, das mit den über die Platte streifenden Abstreichern *c* aus Kautschuk versehen ist, welche bei der langsamen Umbrehung der Walzen die zurückgehaltenen Knoten nach *d* hin befördern.

Von den rotirenden Knotenfängern sei der durch seine zweckmäßige und sinnreiche Anordnung ausgezeichnete und in den Papierfabriken vielfach angewendete Knotenfänger von Wandel in Reutlingen angeführt, welcher durch die Fig. 423 I u. II[1]) (a. f. S.) dargestellt ist. Die aus einzelnen gebogenen Fangplatten zusammengesetzte Trommel *A* von etwa 0,6 m Durchmesser und mehr oder minder großer Länge ist, da sie eine durchgehende Axe nicht enthält, vermittelst weiter cylindrischer Ansätze der Stirnwände gelagert und erhält um diese hohlen Zapfen eine langsame Drehung (0,6 bis 0,8 Umdrehungen in der Minute). Die Zuführung des zu reinigenden Stoffes in das Innere der Trommel erfolgt aus der Rinne *E* durch die


Fig. 422.



hohlen Zapfen, welche gleichzeitig zur Abführung der zurückgehaltenen Knoten dienen. Zu dem Ende ist in der oberen Hälfte der Trommel die Rinne *G* fest gelagert, so daß sie die Knoten auffängt, welche von der Trommel bei deren langsamer Drehung emporgehoben werden, um aus der höchsten Lage im Scheitel der Trommel wieder herabzufallen. Die Erhebung wird dabei durch einzelne im Inneren der Trommel vorstehende Leisten bewirkt und das Abfallen durch die Wasserstrahlen befördert, welche aus den feinen Löchern des über der Trommel angebrachten Spritzrohres *r* gegen den Trommelumfang treffen. Dieses Wasser tritt zum Theil durch die Schlitze der Fangplatten hindurch und spült die Knoten nach der Rinne *G* aus dem Inneren der Trommel hinweg. Der durch die Schlitze nach außen hindurchgetretene Stoff gelangt durch die Rinne *F* nach der Papiermaschine. Um auch bei dieser Maschine ein Offenhalten der

[1]) Die Fig. 423 ist ebenso wie die Figuren 419 bis 421, 424 und 425 dem Werke von Hoyer, Die Fabrikation des Papiers, entnommen.

Fig. 423 I.

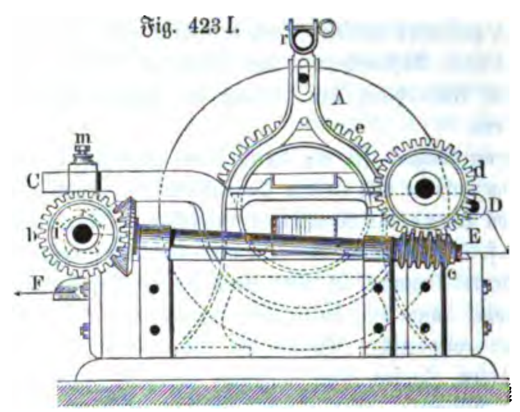
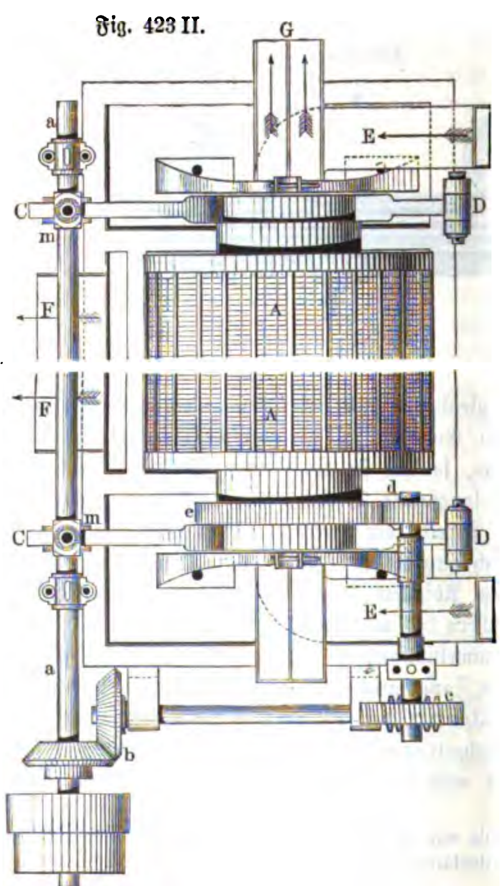


Fig. 423 II.



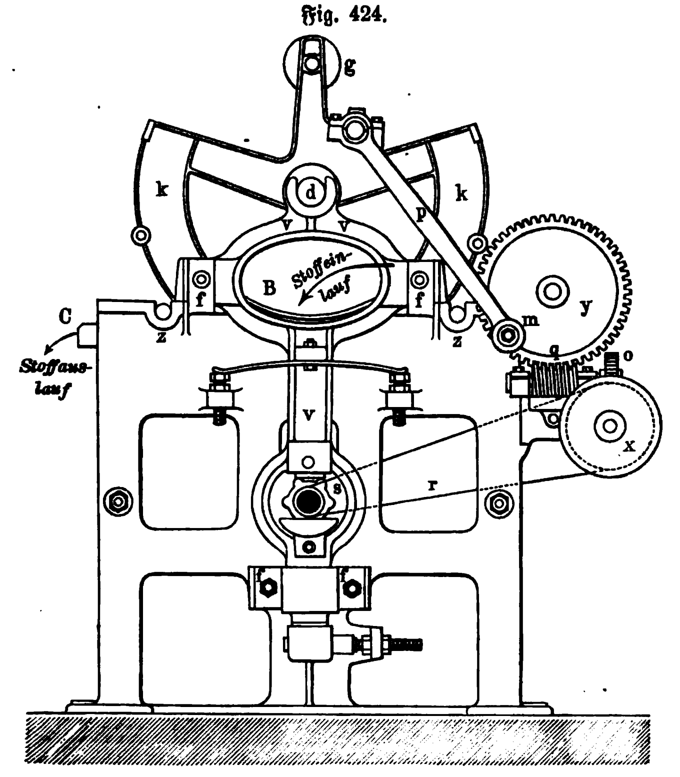
Schlitze durch eine Rüttelbewegung zu erzielen, finden die erwähnten Hohlzapfen ihre Lager in den beiden Hebeln *CD*, welche, um *D* drehbar, die Rüttelbewegung durch zwei Schlagrädchen *i* in der aus der Figur ersichtlichen Art erhalten. Es ist auch aus der Figur zu erkennen, wie die langsame Umdrehung der Trommel *A* mittelst der Stirnräder *ed* und des Schneckengetriebes *c* von der Rüttelwelle *a* aus durch die Kegelräder *b* erfolgt. Da die Axe *a* in der Minute 80 bis 100 Umdrehungen macht, so ergiebt sich bei Anwendung von fünfzähnigen Schlagrädchen die Zahl der Rüttelbewegungen zu 400 bis 500, während durch das Schneckengetriebe *c* die Bewegung erheblich verlangsamt auf die Trommel übertragen wird.

Der Umstand, daß die Schwingungsaxe *D* der Trommel mit der Axe des Getriebes *d* nicht zusammenfällt, hat zwar zur Folge, daß bei der Schwingung der Hebel *CD* die Ent-

fernung zwischen der Trommelaxe und jener Axe von *d* einer gewissen Veränderung unterliegt, doch ist diese Veränderung, wie leicht zu ersehen, von so geringer Größe, daß ein nachtheiliger Einfluß auf den regelrechten Eingriff der Zahnräder *d e* nicht zu befürchten ist, namentlich dann nicht, wenn diese Zähne durch Evolventen begrenzt werden.

Ein besonderer Vortheil der rotirenden Knotenfänger muß in dem Umstande erkannt werden daß wegen der ununterbrochenen Umdrehung immer

Fig. 424.



neue Siebflächen zur Wirkung kommen, ein Vortheil, welcher wohl die hauptsächliche Ursache für die größere Verbreitung der rotirenden Knotenfänger sein dürfte. Allerdings kommt, wie schon oben bemerkt wurde, von der gesammten im Trommelumfange enthaltenen Siebfläche stets nur ein verhältnißmäßig geringer Theil zur Wirkung, und man hat daher, um diesen Uebelstand zu vermeiden, für den Knotenfänger nach Fig. 424 die Form eines Cylindersegmentes[1]) gewählt, welchem eine schaukelnde oder Pendelbewegung ertheilt wird.

[1]) D. R.-P. Nr. 31754.

Diese Schaukelbewegung erhält der in den Zapfen *d* unterstützte Knotenfänger *k* von etwa halbcylindrischer Gestalt mittelst der Lenkerstange *p* von dem Kurbelzapfen *m* aus, dessen langsame Umdrehung durch das Schneckengetriebe *q* vermittelt wird. Behufs der Rüttelung sind die beiderseitigen Lager *v* nach unten hin verlängert, um durch Schlagrädchen *s* angehoben zu werden, was durch die Anordnung der Feder erleichtert wird, welche einen Theil des Gewichtes trägt. Das Gegengewicht *g* ist angebracht, um den

Fig. 425 I.

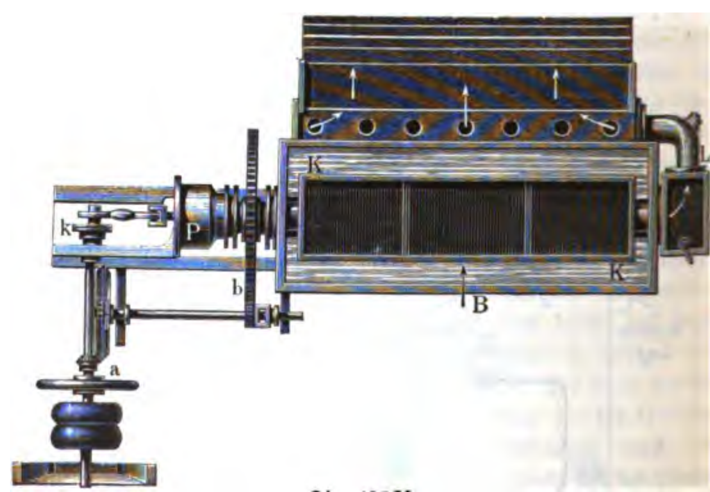
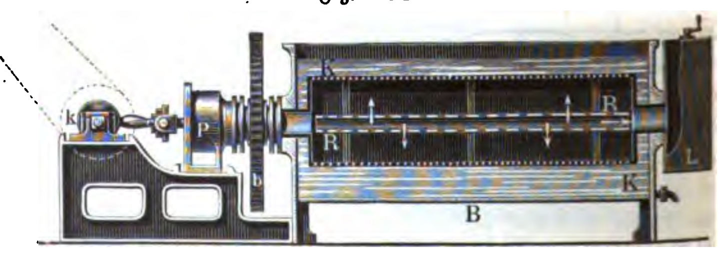


Fig. 425 II.



Schwerpunkt der Wiege in die Drehaxe *d* zu verlegen, so daß durch diese Ausbalancirung nicht nur die Schwingung mit geringerer Kraft ermöglicht wird, sondern auch der Knotenfänger behufs Auswechselung oder Reinigung der Fangplatten bequem herumgedreht werden kann. Die Zuführung des Stoffes geschieht durch die zu dem Ende brillenförmig angeordnete Erweiterung *B* des Lagerstückes, die Abführung des nach außen getretenen Stoffes durch die Rinne *C*. Durch zwei Spritzröhren *s* wird für eine stetige Offenhaltung der Schlitze gesorgt. Dieser Knotenfänger zeichnet sich

aus durch die gute Ausnutzung der Fangplatten, sowie durch die Uebersichtlichkeit und die leichte Zugänglichkeit.

Die Art, wie eine Pulsation der Masse behufs Offenhaltung der Durchbrechungen in Anwendung gebracht werden kann, ist aus Fig. 425, I. und II. zu erkennen, welche den Knotenfänger von Bertram in Edinburg[1]) darstellt. Die Trommel *R* hat hierbei die Gestalt eines vierseitigen Prismas, dessen vier Seitenflächen durch die Fangplatten *K* gebildet werden und welches gänzlich in die in dem Kasten *B* enthaltene Masse eingetaucht ist. Das Zeug bewegt sich daher in das Innere der Trommel hinein, aus welcher es durch den einen Hohlzapfen nach dem Behälter *L* und von da nach der Papiermaschine abfließt. Der entgegengesetzte, ebenfalls hohle Zapfen ist mit einem kleinen Pumpencylinder *P* verbunden, in welchem ein massiver Kolben durch die Kurbelwelle *k* in schnelle hin- und hergehende Bewegung versetzt wird, so daß der Kolben in der Minute etwa 150 bis 250 Doppelhübe von ungefähr 30 mm Hubhöhe macht. In Folge dieser Bewegung wird die im Inneren der Trommel enthaltene Masse abwechselnd einem größeren, den Ausfluß nach *L* beschleunigenden Drucke, bald einer geringeren, den Eintritt in die Trommel befördernden Pressung ausgesetzt. Gleichzeitig soll der bei dem Vorgange des Kolbens auf die Masse ausgeübte größere Druck ein theilweises Zurückstoßen der Masse durch die Zwischenräume der Fangplatten und dadurch eine Reinigung von außerhalb hängenden Knoten bewirken, und es ist, um diese Einwirkung möglichst gleichmäßig über die ganze Länge der Trommel zu vertheilen, im Inneren derselben ein mit Löchern durchbrochenes Rohr angebracht.

Man hat außerdem die Pulsation noch in sehr verschiedener Art hervorzubringen vorgeschlagen, z. B. durch Kautschukplatten im Inneren der Fangtrommel[2]), denen man durch eine Schubstange eine zitternde Bewegung ertheilt oder durch eine in der hohlen Fangtrommel befindliche massive Trommel[3]), welche dadurch, daß sie excentrisch gelagert ist, durch ihre Umdrehung die beabsichtigten Schwingungen in der Masse erzeugt. Auch hat man bei einer cylindrischen Trommel, welche der Stoff von außen nach innen durchzieht, denselben Zweck durch eine die untere Trommelfläche in geringem Abstande concentrisch umgebende, muldenförmige Blechplatte zu erreichen gesucht, welche durch ein Rüttelwerk zu schnellen Schwingungen in senkrechter Richtung veranlaßt wird[4]).

Schließlich möge noch erwähnt werden, daß man auch die Anwendung von Schleudermaschinen oder Centrifugen[5]) (siehe dort) zum Absondern der Knoten vorgeschlagen hat, derart, daß man den Korb der

---

[1]) Hoyer, Papierfabrikation. — [2]) Dingler's pol. Journ., Bd. 232, S. 291. — [3]) Ebendas., Bd. 238, S. 464. — [4]) D. R.-P. Nr. 24953. — [5]) D. R.-P. Nr. 6754.

Schleudermaschine aus Fangplatten bilden und die Form so wählen soll, daß die im Inneren zurückgehaltenen Knoten nach unten hin gelangen. Eine größere Verwendung scheint dieses Verfahren nicht gefunden zu haben.

Mit den Knotenfängern stimmen hinsichtlich ihres Zweckes wie ihrer Einrichtung auch die in Rübenzuckerfabriken zum Entfasern des ausgepreßten Rübensaftes angewandten Maschinen in gewissem Grade überein[1]. Diese Maschinen kommen im Wesentlichen auf die Anwendung vom Sieben hinaus, denen man verschiedene Formen gegeben hat. Bei der einfachsten Einrichtung tritt der zu entfasernde Saft in das Innere einer gewöhnlichen, unter geringer Neigung gegen den Horizont gelagerten Siebtrommel, durch deren Maschen der Saft hindurchtritt, während die Fasern an dem dem Einlaufe entgegengesetzten Ende der Trommel von dieser ausgeworfen werden.

Dagegen ist die Siebtrommel des Entfaserers von Lintz ein wenig in den Saft eines umgebenden Kastens eingetaucht, so daß die flüssigen Theile durch die Sieböffnungen in das Innere der Trommel eintreten, wo sie von Schöpfarmen ununterbrochen auf die Höhe der Axe gehoben werden, so daß sie durch die hohlen Zapfen zum Abfluß kommen. Die zurückgehaltenen Fasern sammeln sich in dem Kasten an, von wo sie zeitweise entfernt werden. Auch hat man durch eine größere Umdrehungsgeschwindigkeit der Siebtrommel ein Abschleudern der Fasern von derselben und dadurch ein stetiges Reinhalten der Sieböffnungen zu erzielen gesucht[2].

Dieser letztere Zweck wird bei dem Lincke'schen Entfaserer durch eine Bürstenwalze erreicht, welche über dem kreisförmigen, um eine senkrechte Axe drehbaren Siebe gelagert ist, und welche vermöge ihrer Umdrehung fortwährend die von dem Siebe zurückgehaltenen Fasern nach einer Abführungsrinne befördert.

§. 125. **Staubfänger.** Bei vielen Arbeitsmaschinen, insbesondere bei den Zerkleinerungsmaschinen für trockene, sowie bei den Auflockerungsmaschinen für Faserstoffe, und in Schleifereien wird durch den Arbeitsproceß die Entstehung von mehr oder minder feinem Staub veranlaßt, welcher, wenn er sich in die umgebenden Arbeitsräume verbreitet, für die Gesundheit der sich darin Aufhaltenden im höchsten Grade schädlich ist, und welcher in einzelnen Fällen, namentlich in Mahlmühlen, auch schon zu Explosionen geführt hat. Es ist daher in vielen Fabriken von Wichtigkeit, diesen Staub zurückzuhalten, d. h. die mit Staub erfüllte Luft von den darin schwebenden festen Theilchen zu trennen, so daß sie gereinigt entlassen wird, indem es in den meisten Fällen nicht angängig ist, die staubführende Luft einfach ins Freie abzuführen, da die Ablagerung der Staubtheilchen auf den umliegenden Grundstücken vielfach zu berechtigten Klagen der Nachbarn geführt hat.

[1]) Stammer, Lehrb. der Zuckerfabrikation. — [2]) Stammer, Ergänzungsbd.

Die zu erfüllende Aufgabe zerfällt in zwei Theile, indem man erstens die den Staub führende Luft zu verhindern hat, in die Arbeitsräume zu treten und zweitens die gedachte Absonderung vorzunehmen hat. Den ersten Zweck der Verhinderung einer Verbreitung der stauberfüllten Luft kann man durch luftdicht schließende Umhüllungen der betreffenden Arbeitsmaschinen nur unvollkommen erreichen, da es äußerst schwer ist, solche Umhüllungen für den feinsten Staub undurchlässig zu machen. Auch ist bei den meisten Maschinen ein vollständiger Abschluß schon wegen der nothwendigen Hantierung, sowie wegen der Zufuhr und Abführung des Arbeitsmaterials nicht angängig. Man hilft sich daher in vielen Fällen durch Absaugen der Luft aus den besagten Umhüllungen vermittelst eines geeigneten Gebläses, welches im Inneren der Umhüllung eine Druckverminderung gegenüber dem außerhalb herrschenden Luftdrucke hervorruft, in Folge wovon an allen undichten Stellen und ungenügenden Abschlüssen der Umhüllung frische Luft von außen nach innen eingezogen wird. Hierdurch wird das Austreten von Staub wirksam verhindert, während ein solches immer beobachtet wird, wenn im Inneren ein auch nur sehr geringer Ueberdruck vorherrscht, wie er etwa durch Luftstauung hervorgerufen werden kann. Daraus geht hervor, daß blasend oder drückend wirkende Gebläse für den vorliegenden Zweck nicht geeignet sind.

Wenn, wie es z. B. bei den Nadelschleifmaschinen der Fall ist, die Anbringung einer Umhüllung wegen der Thätigkeit der Arbeiter überhaupt nicht thunlich ist, so kann eine Abführung des Staubes durch eine kräftige Saugwirkung allein erzielt werden, wenn die Mündung des Saugrohrs in möglichster Nähe der Angriffsstelle angebracht wird, wo der Staub entsteht, welcher dann durch den lebhaften Luftstrom in das Saugrohr hineingeführt wird.

Vielfach wird durch die betreffende Luftbewegung gleichzeitig ein anderer Zweck angestrebt, so z. B. bei den Schlagmaschinen für Baumwolle eine Reinigung der letzteren und bei den Mahlmühlen eine Kühlung der Mahlflächen und Vergrößerung der Leistungsfähigkeit, worüber an den betreffenden Stellen in §§. 37 und 116 das Nähere bereits angeführt wurde.

Die zweite Aufgabe, welche in der Absonderung der Staubtheilchen aus der von den Arbeitsmaschinen abgeführten Luft besteht, ist um so schwieriger zu lösen, je feiner der mitgeführte Staub ist. Für die Fortführung der Staubtheilchen durch den Luftstrom gelten ganz ähnliche Betrachtungen, wie sie bei den Setzmaschinen in Bezug auf Wasser und bei den Griesputzmaschinen für Luft angestellt worden sind. Danach wird ein Staubtheilchen entgegen seinem Gewichte durch einen aufsteigenden Luftstrom schwebend erhalten, sobald die Geschwindigkeit des letzteren einen bestimmten, mit der Größe und Dichte des Korns zunehmenden Werth hat. Da hiernach die feinsten Staubtheilchen schon bei einer sehr geringen Luftgeschwindigkeit schwebend erhalten werden, so ergiebt sich hieraus, daß man zur Absonderung dieser

feinsten Theilchen die Geschwindigkeit der Luft ganz bedeutend ermäßigen muß, was durch Einführung des Luftstromes in entsprechend weite Kammern bewirkt werden kann. Dieses Mittel der Anwendung von Staubkammern von großem Durchgangsquerschnitte für die hindurchgeleitete Staubluft wird daher vielfach benutzt. Die Uebelstände solcher Staubkammern bestehen hauptsächlich in dem großen Raumbedarf für dieselben, wozu bei Mahlmühlen die vermehrte Explosionsgefahr hinzukommt. Auch ist, da die Luft nach der Passirung dieser Kammern durch einen Austrittscanal ins Freie entlassen werden muß, eine vollständige Entstaubung hierbei nicht möglich, da solche Theile entweichen, welche vermöge der Geschwindigkeit schwebend erhalten werden, die der Luft in dem Austrittscanale zu eigen ist. Ein möglichst großer Querschnitt für diesen Austrittscanal ist daher zu empfehlen. Die Reinigung der großen Luftmengen, welche von den Schleifsteinen der Nadelfabriken abgesaugt werden, pflegt man dadurch zu bewirken, daß man diese Luft durch lange, wagerechte Canäle von sehr großem Querschnitte hindurchführt, welche durch eingebaute Zwischenwände in einzelne Kammern abgetheilt sind, die durch Oeffnungen in den Zwischenwänden mit einander in Verbindung stehen. Bei dieser Anordnung findet hinter jeder dieser Oeffnungen eine plötzliche bedeutende Geschwindigkeitsermäßigung der hindurchziehenden Luft statt, in Folge deren die mitgeführten Stein- und Stahltheilchen in der Kammer zu Boden fallen. Diese Anordnung hat sich als eine zweckmäßige bewährt, wenn auch der von dem Ventilator zu bewältigende Widerstand ein ziemlich erheblicher ist, da hierbei der Luft jedesmal bei dem Durchgange durch die Oeffnung in einer Zwischenwand eine Beschleunigung mitgetheilt werden muß.

Um die Staubkammern zu vermeiden, kann man sich besonderer Maschinen zur Staubabsonderung, sogenannter Staubfänger, bedienen. Diese Maschinen, welche in sehr verschiedener Anordnung vorgeschlagen und zur Ausführung gebracht worden sind, lassen sich im Allgemeinen in zwei Gruppen theilen, nämlich in solche, in denen die Abscheidung vermöge eines Filterns oder Durchseihens durch Tücher geschieht, und in solche, bei welchen eine Absonderung vermöge der Centrifugalkraft angestrebt wird. Die letzteren Maschinen, welche sich meist durch Einfachheit auszeichnen, dürften hinsichtlich der vollständigen Absonderung, namentlich der feinsten Staubtheilchen, in der Regel viel zu wünschen übrig lassen, während andererseits die filternden Maschinen bei guter Ausführung zwar eine genügende Reinigung der Luft erzielen lassen, aber an dem sehr lästigen Uebelstande einer schnellen Verstopfung der Filterflächen durch den darauf abgesetzten Staub leiden, ein Uebelstand, welchem nur durch ein regelmäßiges Reinigen theilweise abgeholfen werden kann. Die zu einer solchen Reinigung dienenden Vorkehrungen sind daher für diese Art der Staubfänger von ganz besonderer Wichtigkeit.

Eine sehr einfache Einrichtung zeigt der Staubfänger der Knickerbocker Co. in Jackson[1]), der nach Fig. 426 aus einem kegelförmigen Gehäuse besteht, welchem die Staubluft durch den am oberen weiten Ende tangential angeschlossenen Canal *a* zugeführt wird, während die in der Kegelspitze bei *b* befindliche enge Oeffnung das Herausfallen des Staubes ermöglicht. Die Trennung wird hierbei dadurch bewirkt, daß die bei *a* eingeführte Luft im Inneren des Gehäuses eine kreisende Bewegung annimmt, vermöge deren die Staubkörper zufolge der Fliehkraft gegen die Wandung getrieben werden, an welcher sie in schraubenförmigen Windungen nach der Mündung *b* hingleiten. Die solcherart gereinigte Luft entweicht durch das im Deckel des Gehäuses befindliche Ansatzrohr *cd* ins Freie. Es wird wohl kaum gelingen, durch diesen Apparat eine vollständige Abscheidung auch der feinsten und leichtesten Staubtheilchen zu erzielen, während er für die Abscheidung größerer Theile vermöge seiner einfachen Anordnung empfehlenswerth erscheint.

Fig. 426.



Bei dem Staubsammler von Grundig, Zahn & Löwe[2]) wird ebenfalls die kreisende Bewegung des Luftstromes benutzt, um vermöge der Fliehkraft die Staubscheidung zu erlangen, indem die Staubluft durch einen schneckenförmig gewundenen Canal getrieben wird, Fig. 427 (a. f. S.), in welchen sie bei *a* eintritt, um ihn durch die Mittelöffnung *b* zu verlassen. Durch geschlitzte Röhren *c* an der Außenwand der Canalwindung soll der gegen diese Wand vermöge der Fliehkraft getriebene Staub aufgefangen und nach außen hin abgeführt werden.

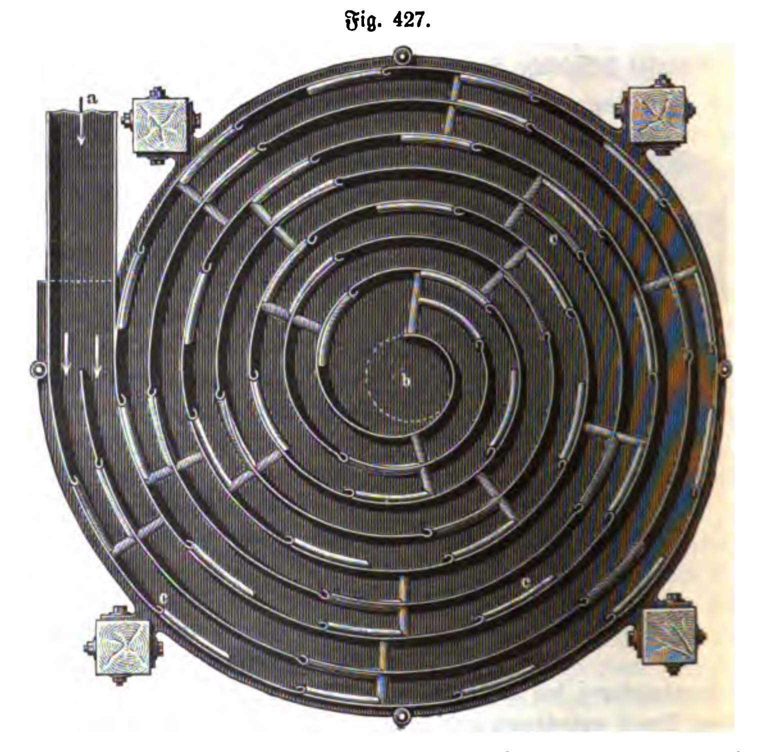
In eigenthümlicher Weise sucht H. Seck[3]) die Abscheidung der Staubtheilchen durch die Fliehkraft zu bewirken, welche ihnen durch schnell umlaufende Ringe ertheilt werden soll. Die bei *a* in das Gehäuse *b*, Fig. 428 (auf S. 657), eintretende Luft wird hier durch das Flügelrad *c* nach oben hin abgesaugt, welches durch die stehende Axe *d* mit einer Geschwindigkeit von 300 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. An dieser Drehung betheiligen sich auch die in mehreren Etagen über einander angebrachten

[1]) D. R.-P. Nr. 39219. — [2]) D. R.-P. Nr. 45790. — [3]) D. R.-P. Nr. 44377 u. 47395.

Ringe *e*, welche die Staubtheilchen der sich durch die Zwischenräume aufwärts bewegenden Luft durch Reibung mitnehmen sollen. Ist dies der Fall, so werden diese Theilchen vermöge der Fliehkraft sich gegen die inneren Flächen dieser Ringe legen, von wo sie durch Abstreicher *f* abgenommen werden können, um in Rinnen *g* zu fallen, welche den Staub nach einer Transportschnecke *h* führen.

Die Einrichtungen[1]), welche darauf beruhen, die Staubluft durch Flügelräder in schnellen Umschwung zu setzen, und die Abscheidung durch Sieb-

Fig. 427.



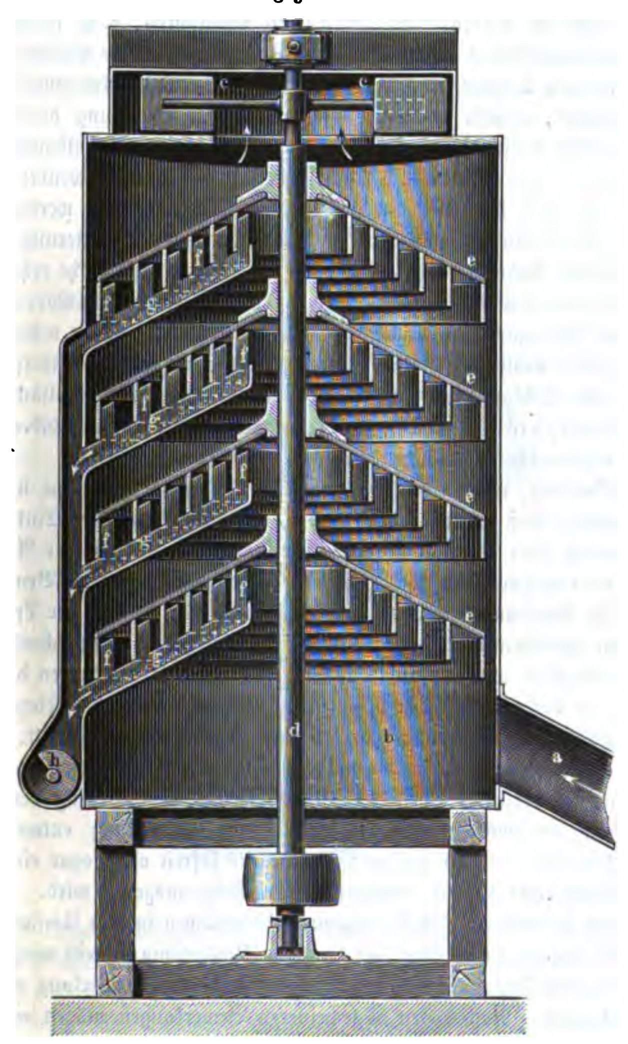
mäntel zu bewirken, gegen welche die schwereren Körper vermöge der Fliehkraft geschleudert werden, dürften wohl nur eine Absonderung der größeren Verunreinigungen erreichen lassen.

Die Staubfänger, welche die Absonderung des Staubes vermöge des Durchseihens der Luft durch Filtertücher bewirken, unterscheiden sich von einander hauptsächlich nur durch die Form, welche den Filtertüchern gegeben wird. Bei vielen Apparaten dieser Art wird das aus Flanell gebildete

1) D. R.-P. Nr. 27 986 u. 49 231.

Filtertuch zu einer Ebene gespannt, indem man damit Rahmen von meistens rechteckiger Grundrißform überzieht und solche Rahmen derartig in den Weg der Staubluft einschaltet, daß die Luft durch die Poren des wollenen

Fig. 428.



Tuches hindurchtritt, während die Staubtheilchen auf der Eintrittsseite des Tuches zurückgehalten werden. Von besonderer Wichtigkeit hierbei ist die Herstellung einer möglichst großen Filterfläche, welche zu erzielen häufig die

Anordnung des Tuches in zickzackförmigen Ebenen gewählt wird. Außerdem hat man, wie schon bemerkt wurde, für eine regelmäßige Reinigung des Tuches von dem darauf abgelagerten Staub zu sorgen, zu welchem Zwecke man sehr verschiedene Hülfsmittel angewendet hat. Unter diesen sind in erster Reihe die Abklopfvorrichtungen anzuführen, d. h. solche, durch welche den betreffenden Tuchflächen von Zeit zu Zeit kleine Erschütterungen durch geeignete Organe, meistens von der Gestalt und Wirkungsweise kleiner Hebelhämmer, ertheilt werden. Die selbstthätige Bewegung dieser Theile wird in sehr verschiedener Art, in der Regel unter Zuhülfenahme von Daumen und Federn bewirkt. Auch Bürsten hat man verwendet, welche von Zeit zu Zeit über die rein zu haltenden Tücher geführt werden. Bei anderen Maschinen hat man dem Tuche dadurch eine Erschütterung ertheilt, daß man den Rahmen von Zeit zu Zeit auf eine gewisse Höhe erhebt, um ihn von derselben wieder herabfallen zu lassen. Wieder andere Vorrichtungen suchen die Reinigung der Tücher dadurch zu erzielen, daß die während des Durchseihens straff gespannten Tücher zeitweise in einen vorübergehenden Zustand der Schlaffheit versetzt werden, wobei man sich hauptsächlich der schlauchförmigen Filter bedient, bei denen zuweilen die Formveränderung bis zu einem förmlichen Umstülpen getrieben wird.

Ein Umstand, welcher die Wirkung aller Abklopfvorrichtungen wesentlich beeinträchtigt, muß daran erkannt werden, daß die Luft auf der Eintrittsseite immer unter einer erheblich größeren Pressung steht, als auf der Austrittsseite, denn nur durch den vorherrschenden Ueberdruck können die Bewegungshindernisse überwunden werden, welche sich dem Durchgange der Luft durch die engen Zwischenräume des Gewebes entgegensetzen. Entsprechend diesem Ueberdrucke wird aber der auf dem Tuche abgesetzte Staub gegen das Tuch gedrückt, so daß ein Abfallen des ersteren trotz der durch die Klopfvorrichtung erzeugten Erschütterung nicht oder nur unvollkommen eintritt.

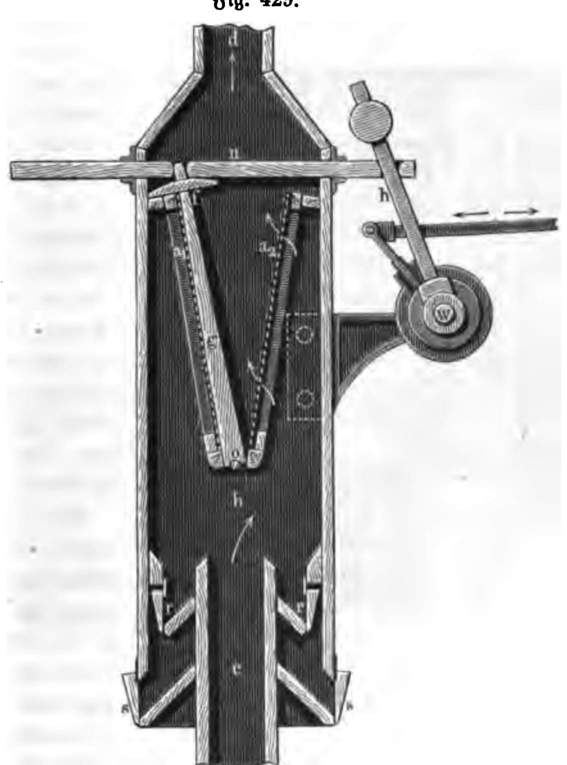
Um diesem Uebelstande zu begegnen, hat man die Einrichtung vielfach so getroffen, daß derjenige Theil des Tuches, welcher der Wirkung der Klopfvorrichtung unterworfen wird, während dieser Einwirkung entweder von dem Ueberdrucke der Luft auf der Eintrittsseite befreit oder sogar einem zeitweisen Ueberdrucke auf der entgegengesetzten Seite ausgesetzt wird. Um dies zu erzielen, hat man vielfach die einzelnen Filterflächen in dem Umfange einer Trommel angeordnet, welcher eine langsame Umdrehung ertheilt wird, so daß alle Theile des Umfanges nach und nach der angegebenen Wirkung ausgesetzt werden können. Nach diesen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Staubfänger besprochen werden.

Der Staubfänger von Holtzhausen[1]) enthält zwei ebene Siebrahmen

[1]) D. R.-P. Nr. 44826.

$a_1\,a_2$, Fig. 429, welche in gegen einander geneigter Stellung in dem Gehäuse *b* angebracht sind, und durch welche die bei *c* eingeführte Staubluft hindurchtritt, um gereinigt bei *d* zu entweichen. Die Eigenthümlichkeit besteht in der Abklopfvorrichtung, welche durch die zwischen den Rahmen *a* angebrachte Platte *g* gebildet wird, die eine um *o* schwingende Bewegung erhält. In Folge dieser Schwingung fällt diese Platte abwechselnd gegen den einen und den andern Siebrahmen, demselben hierdurch die zum Ab-

Fig. 429.

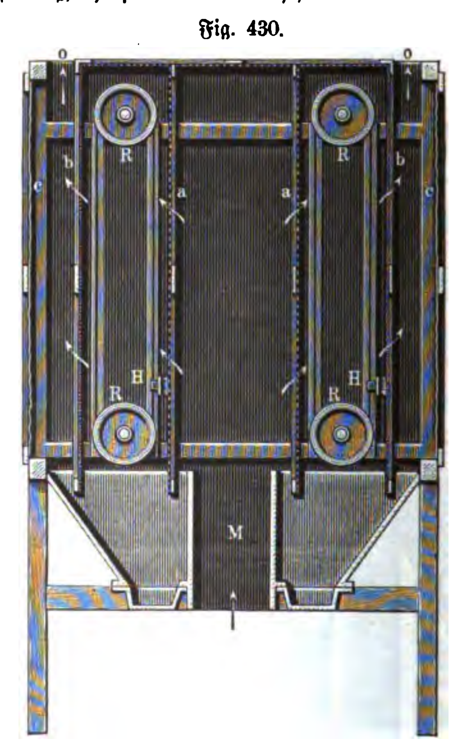


klopfen des Staubes erforderliche Erschütterung ertheilend. Dadurch, daß die Klappe *g* mit einer beiderseits über ihre Fläche hervortretenden Decke *f* versehen ist, wird vor dem jedesmaligen Aufschlagen zwischen dem Tuche und der Klappe eine bestimmte Luftmenge abgeschlossen und verdichtet, so daß durch den hierdurch bewirkten Ueberdruck der Luft das Abfallen des Staubes befördert wird, der beiderseits durch die Klappen *r s* entfernt wird. Die Bewegung der Klappe vermittelst des Schiebers *n* durch den Hebel *h* ist aus der Figur ersichtlich, wozu bemerkt werden mag, daß dieser

Hebel *h* vermittelst der durch eine Kurbel in Schwingung versetzten Axe *w* bis zur senkrechten Lage angetrieben wird, worauf das auf *h* befindliche Gewicht durch sein Fallen die besagte Klopfwirkung veranlaßt.

Verticale Filtertücher *a b c*, Fig. 430, verwendet auch Rühlmann[1]), und zwar von verschiedener Feinheit, derart, daß die Tücher *a* am lockersten und diejenigen *b* etwas dichter gewebt sind, während der Bezug *c* aus ganz dicht geschlagener Segelleinewand besteht. Die in *M* aufsteigende Staubluft muß, ehe sie bei *o* entweicht, die Gewebe *a* und *b* durchdringen, wobei die gröberen Theile abgefangen werden, während die feinsten Theile durch *c* zurückgehalten werden sollen. Die Reinigung der Flächen *a* und *b* wird durch Bürsten *H* bewirkt, die vermittelst endloser, über Rollen *R* laufender Riemen eine stetige Bewegung erhalten, vermöge deren sie in regelrechter Wiederkehr über die Filterflächen hinstreifen.

Fig. 430.



Die Verwendung eines endlosen Filtertuches zeigt die Anordnung von H. Seck[2]) in Fig. 431. Im Inneren des über die Walzen *a b c* umlaufenden Filtertuches *B* ist ein Flügelrad *V* angebracht, welches die bei *Q* eintretende Staubluft durch das Filtertuch hindurch ansaugt, um dieselbe, vom Staub gereinigt, durch die Oeffnung *o* seitlich ins Freie zu blasen. Ein Abklopfer *i* wirkt gegen den unteren Theil des Tuches an einer Stelle, welche durch die Platten *D* und die Walze *b* von dem Saugraume im Inneren des Tuches abgeschlossen ist und gegen welche gepreßte Luft aus dem Gebläsehals durch Oeffnungen in der Abschlußwand *D* geführt

[1]) D. R.-P. Nr. 31 989. — [2]) D. R.-P. Nr. 32 004 und 37 813.

wird, um das Abfallen des Staubes zu befördern, welcher durch die Transportschnecken *S* entfernt wird.

In welcher Weise man die Reinigung der Luft durch ein System von **Filterzellen** bewirken kann, welche in regelmäßiger Aufeinanderfolge einzeln abgeklopft werden, ist aus Fig. 432 (a. f. S.) ersichtlich. Das Filtertuch *t* ist hierbei sternförmig um die Stäbe *a* und *b* einer horizontalen Trommel in radialen Zügen gespannt, und die bei *E* in den Behälter *k* eintretende Luft wird durch ein in der Figur nicht weiter angedeutetes Gebläse angesaugt, so daß die Luft durch das Tuch in der Richtung der Pfeile sich nach dem Trommelinneren bewegt, während der Staub auf der Außenfläche des Filtertuches sich ablagert. Die Trommel erhält eine absetzende Drehung um je eine Zellentheilung, so daß durch die Abklopfvorrichtung *d* stets der über der Transportschnecke *s* befindliche Stab einer Erschütterung ausgesetzt werden kann, welche eine Reinigung der über diesen Stab gespannten Zellenwände bewirken soll. Wenn man hierbei die zwischen diesen Flächen enthaltene Zelle *e* durch einen Abschlußcanal *c* der Saugwirkung entzieht und in diesen Canal gepreßte Luft leitet, so wird dadurch die Reinigung wesentlich befördert, indem der hervorgerufene Gegenstrom ein Fortblasen des Staubes bewirkt, welcher ohne diese Einrichtung durch die Saugwirkung fest gegen das Tuch gezogen wird.

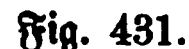
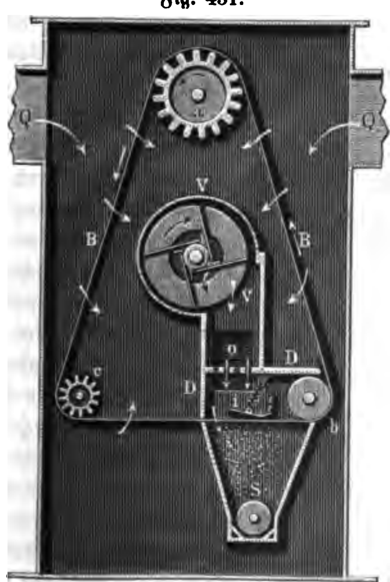


Fig. 431.

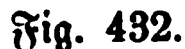


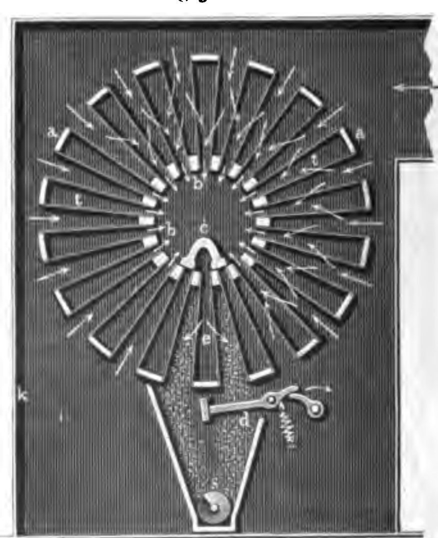
Die Einführung von Preßluft in den Canal *c* kann einfach dadurch geschehen, daß man den letzteren durch eine Leitung mit dem Blasehals des zugehörigen Ventilators verbindet [1]). Man hat zu diesem Zwecke wohl auch einen besonderen Apparat von der Wirkung eines gewöhnlichen Blasebalgs [2]) angewendet, welcher nach jedesmaliger Schaltbewegung der Trommel durch eine Kurbel zusammengedrückt wird. Bei der von **Nagel & Kämp** [3])

---

1) D. R.-P. Nr. 40117, 40125, 40391. — 2) D. R.-P. Nr. 44202. — 3) D. R.-P. Nr. 36030.

angegebenen Einrichtung wird der Gegenluftstrom in einfacher und sinnreicher Weise wie folgt erzeugt. Die staubführende Luft tritt hierbei als Preßluft in den die Filtertrommel umgebenden Kasten a, Fig. 433, um, nachdem sie durch das Tuch hindurchgezogen ist, innen durch f abgeführt zu werden. In jeder der Stellungen, welche die Trommel in Folge der Wirkung eines Schaltapparates einnimmt, ist eine Außenzelle b, d. h. eine mit Staub erfüllte, deren Wände mit Staub behaftet sind, durch die Platte c von der Preßluft im Gehäuse a abgeschlossen, während gleichzeitig eine Platte d im Inneren die beiden benachbarten Innenzellen e abschließt, welche mit reiner Luft erfüllt sind. In Folge dessen wird die aus den anliegenden Zellen g durch das Tuch nach e gelangte Luft, da ihr der Weg nach f durch die Platte d versperrt ist, aus e in die Zelle b treten, so daß hierdurch die beabsichtigte Reinigung erzielt werden kann, welche durch eine Klopfvorrichtung k befördert wird; s und S sind Transportschnecken zur Abführung des Staubes.


Fig. 432.



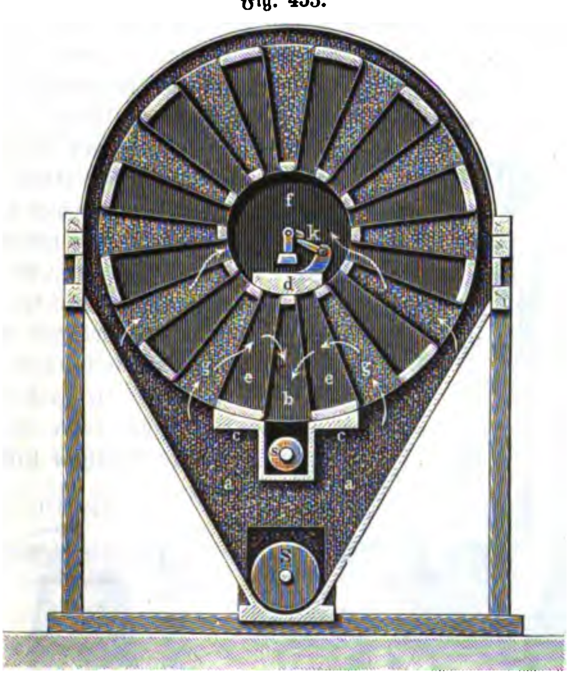
Anstatt der in den vorstehenden Figuren angedeuteten Anordnung des Filtertuches hat Kreiß[1]) auch eine Trommelform nach Art der Fig. 434 vorgeschlagen, um nicht nur eine größere Filterfläche anordnen zu können, sondern auch ein besseres Abfallen des Staubes von den Flächen zu erzielen. Radiale Zwischenwände w theilen auch hier die einzelnen Ringe a in Zellen ab.

Isaacs & Behrns[2]) wenden bei ihren Staubfängern schlauchförmige Flanellbeutel f, Fig. 435 (auf S. 664) an, welche mit den unteren offenen Enden an den Raum R angeschlossen sind, dem die Staubluft unter Druck durch den Canal K zugeführt wird. Das obere Ende jedes dieser Schläuche ist durch einen kreisförmigen Deckel b verschlossen, welcher vermittelst einer über Rollen geführten Kette c durch ein Gewicht G für gewöhnlich angezogen wird, so daß die betreffenden Schläuche gespannt er-

[1]) D. R.-P. Nr. 41430. — [2]) D. R.-P. Nr. 38396 und 40856.

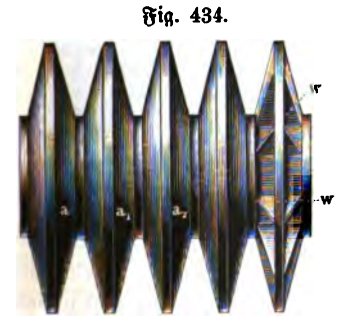
halten werden. Da die in die Schläuche tretende Staubluft größere als atmosphärische Pressung hat, so werden die Schläuche aufgebläht und die

Fig. 433.



gereinigte Luft entweicht nach außen, den Staub im Inneren der Schläuche zurücklassend. Behufs der Reinigung wird von Zeit zu Zeit durch Anheben des besagten Gewichtes G die Spannung der Schläuche aufgehoben und dann durch plötzliches Herabfallen des Gewichtes dem Beutel ein Ruck ertheilt, in Folge dessen der Staub im Inneren abfällt. Da dieses Fallen des Gewichtes eine schnelle Anspannung des Schlauches bewirkt, und während des Fallens die Staubluft durch den gehobenen Ventilkegel V von dem Sacke abgesperrt ist, so entsteht im Inneren des letzteren bei der plötzlichen Anspannung eine Luftverdünnung, in Folge deren atmosphärische Luft durch das Tuch nach innen tritt, so daß durch diese Gegenströmung die Reinigung befördert wird. Der aus dem Beutel herabgefallene Staub

Fig. 434.



kann, sobald der Verschlußkegel aus der gehobenen Stellung V_1 wieder in diejenige V gesenkt ist, nach unten in den Ablauf A fallen, während von Neuem Staubluft in den nunmehr wieder gespannten Sack eintritt. Das zeitweise Heben des Gewichtes G und vermittelst des Hebels h auch des Verschlußkegels V wird durch eine endlose Kette n bewirkt, welche über geeignet angeordnete Rollen in langsamen Umlauf gesetzt wird, so daß ein mit der Kette verbundener Mitnehmer das Anheben des Gewichtes G und des Verschlußkegels bewirken kann. Selbstredend hängt die Häufigkeit des Reinigens von der Länge dieser Kette, sowie von deren Umlaufsgeschwindigkeit ab, und kann ebenso wie die Fallhöhe des Gewichtes und daher die Lebhaftigkeit des Anziehens leicht geregelt werden.

Fig. 435.

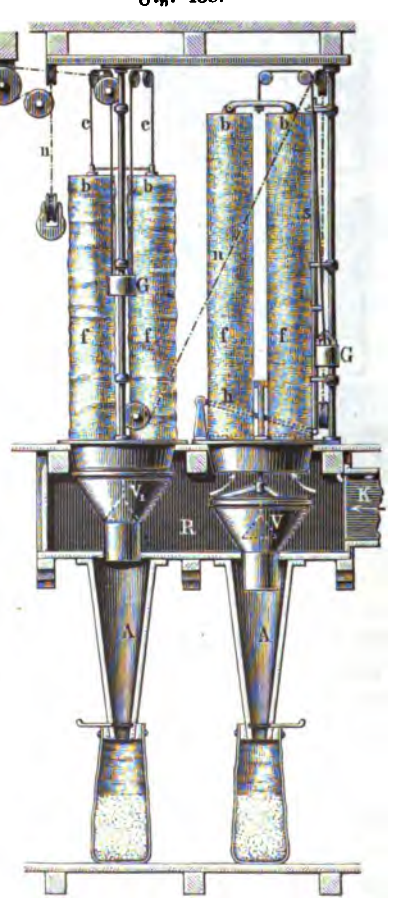


Fig. 436.



Bei dem Staubfänger von H. Morgan[1]) sind Beutel von kegelförmiger, nach oben verjüngter Gestalt a, Fig. 436, angewendet, welche mit dem weiteren, unten offenen Ende an den Trichter b angeschlossen sind, der aus dem Canal c die Staubluft erhält. Das obere Ende ist durch

[1]) D. R.-P. Nr. 36479.

einen Deckel d verschlossen, welcher durch ein Gewicht nach oben gezogen, den Sack für gewöhnlich in Spannung erhält. Nach gewissen Zeitabschnitten läßt man diesen Deckel frei herabfallen, wobei die Reinigung durch das Umstülpen des Sackes stattfindet, wie in a_1 angedeutet ist. Der Staub fällt der Transportschnecke e zu, deren Behälter ebenso wie der Staubcanal c durch Schieber s während des Reinigens von dem Trichter b abgeschlossen wird. Die selbstthätige Bewegung dieser Schieber und des Deckels d wird durch eine recht complicirte Einrichtung veranlaßt.

Dieser Staubfänger eignet sich, ebenso wie der vorhergehende, durch Fig. 434 erläuterte, wegen der Verwendung der schlauchförmigen Filter offenbar nur für solche Fälle, in denen die staubführende Luft unter einer höheren als der atmosphärischen Pressung steht, und es ist daher, wie oben angeführt wurde, bei der Verwendung dieser und ähnlicher Staubfänger auf eine besonders gute Abdichtung der Zuführungscanäle und der Beutelanschlüsse zu achten.

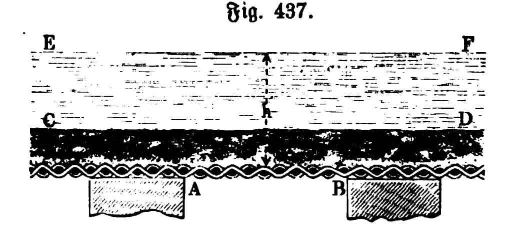
§. 126. **Filterpressen.** Die Filtertücher finden in der Technik eine ausgedehnte Verwendung in solchen Fällen, in denen es sich darum handelt, gewisse breiartige, aus festen und flüssigen Körpern bestehende Stoffe in diese beiden Bestandtheile zu zerlegen, indem die feinen Zwischenräume zwischen den Gewebefasern den Flüssigkeiten den Durchgang gestatten, während die festen Bestandtheile von ihnen zurückgehalten werden. Hierbei kann ebensowohl die Absicht vorliegen, die festen Stoffe als Rückstände in einer compacten, möglichst von Flüssigkeit freien Beschaffenheit herzustellen, wie auch die entgegengesetzte, in dem durch die Tücher gegangenen sogenannten Filtrat eine von beigemengten festen Stoffen möglichst gereinigte Flüssigkeit zu erhalten. Die erste Absicht der Gewinnung der festen Rückstände liegt beispielsweise vor, wenn in Porzellanfabriken die geschlämmte Kaolinmasse von dem Wasser durch Filter befreit wird, während das Filtriren des Rübensaftes in Zuckerfabriken die Reinigung der zuckerhaltigen Flüssigkeit von den darin enthaltenen Fasern bezweckt.

Um sich von dem Vorgange der Filtration eine klare Vorstellung zu machen, hat man sich das angewendete Filtertuch AB, Fig. 437 (a. f. S.), wie eine durch sehr viele sehr feine Canäle oder Röhrchen durchsetzte Platte zu denken, welche in A und B durch feste Unterlagen gestützt wird. Befindet sich über diesem Tuche eine Flüssigkeit, deren Oberfläche durch EF dargestellt sein möge, so wird dieselbe durch die gedachten Röhren oder Canälchen zwischen den Fasern mit einer Geschwindigkeit sich hindurch bewegen, welche um so erheblicher sein muß, je größer die Druckhöhe h der Flüssigkeit über der Filterfläche ist. Die Durchflußgeschwindigkeit wird aber beträchtlich kleiner sein, als die zu dieser Höhe gehörige Fallgeschwindig-

keit $v = \sqrt{2gh}$, und zwar nicht nur, weil die Reibungswiderstände in den gedachten sehr engen Canälen verhältnißmäßig groß sind, sondern auch, weil in denselben gerade wegen ihrer geringen Weite die Wirkung der Capillarkräfte von erheblichem Einflusse auf die Durchgangsbewegung sein muß.

Nachdem die Filtration einige Zeit stattgefunden hat, während welcher die Oberfläche der Flüssigkeit beständig auf der Höhe EF erhalten wurde, hat sich auf dem Filter eine bestimmte Menge fester Rückstände etwa bis zur Höhe CD abgelagert, zwischen deren einzelnen Theilen ebenfalls mehr oder minder feine Canälchen enthalten sind. Auch diese Canälchen müssen von der jetzt abzusondernden Flüssigkeit durchzogen werden, und da hierdurch der zu überwindende Widerstand erheblich gesteigert worden ist, so wird nunmehr die Flüssigkeit mit entsprechend geringerer Geschwindigkeit hindurchtreten. Hieraus erklärt sich die bei jeder Filtration zu beobachtende Verlangsamung der Wirkung mit zunehmender Dicke der niedergeschlagenen Schicht. Bei einer gewissen Dicke der letzteren kann unter Umständen, d. h. bei bestimmter Beschaffenheit der Stoffe, der fernere Durchgang ganz aufhören, und hierin liegt der Beweis von der Wirkung der Capillarkraft, denn ohne dieselbe müßte ein Durchgang von Flüssigkeit auch bei größerer Dicke der festen Schicht, wenn auch mit geringer Geschwindigkeit stattfinden. Ein Beweis für den großen Einfluß der Capillarkraft muß übrigens auch darin erkannt werden, daß durch keinen auch noch so großen Druck eine vollständige Befreiung der Rückstände von der in ihnen enthaltenen Flüssigkeit erreicht werden kann.

Fig. 437.



Aus den vorstehenden Bemerkungen folgt, daß die Geschwindigkeit der Filtration um so größer ausfällt, je größer der Druck der Flüssigkeit gegen die Filterfläche und je kleiner die Dicke der auf dieser abgelagerten Schicht des Rückstandes ist. Ferner erkennt man, daß die Menge der durch eine Filterfläche hindurchtretenden Flüssigkeit im directen Verhältnisse zu der Größe der freien Filterfläche stehen wird, wobei unter der freien Filterfläche diejenige zwischen den Auflagerpunkten A und B zu verstehen ist, an welcher ein ungehinderter Abfluß der hindurchgetretenen Flüssigkeit stattfinden kann.

Diesen Bedingungen gemäß ordnet man die hier in Frage kommenden Maschinen derartig an, daß eine thunlichst große, freie Filterfläche zur Ver-

wendung kommt, auf welcher die zurückgehaltene Schicht nur in geringer Dicke sich ablagern kann, und daß die Filtration unter einem größeren Drucke stattfindet. Bei den ältesten Einrichtungen wandte man zu diesem Zwecke beutelförmig gestaltete Filter an, welche mit der zu sondernden Masse gefüllt und darauf geschlossen wurden, um in einer geeigneten Schraubenpresse einer größeren, langsam steigenden Pressung ausgesetzt zu werden. Die hierbei verwendeten Säcke oder Beutel waren dabei durch Zwischenlagen von gelochtem Blech getrennt, so daß ein möglichst großer Theil ihrer Oberfläche als eigentliche freie Filterfläche in Wirksamkeit kommen konnte, was offenbar nicht der Fall sein würde, wenn man die Beutel ohne feste Zwischenplatten unmittelbar gegen einander pressen wollte. Die Uebelstände dieser Art von Pressen bestanden vornehmlich in der Schwierigkeit und Unbequemlichkeit des Füllens der Beutel mit Masse und des Entleerens derselben von den Rückständen und der dadurch veranlaßten geringen Leistungsfähigkeit, sowie in dem großen Verschleiß an Filtern.

Diesen Uebelständen abzuhelfen, hat man die sogenannten Filterpressen oder Fachfilter derart ausgeführt, daß eine größere Anzahl kammerförmiger Räume von geringer Weite neben einander angeordnet werden, in welche die zu sondernde, unter einem größeren hydrostatischen Drucke stehende Masse eingeführt wird. In Folge dieses Druckes wird die Flüssigkeit durch die aus Filtertuch gebildeten Seitenwände dieser Kammern nach außen getrieben, während die festen Rückstände das Innere der Kammern in Form von zusammenhängenden Kuchen ausfüllen, deren Entfernung nach dem Oeffnen der Kammern verhältnißmäßig leicht bewirkt werden kann.

Eine solche Filterpresse der Daneck'schen Construction ist in den Figuren 438 I und 438 II (a. f. S.) in der Seitenansicht und in der Ansicht von oben dargestellt, welche Figuren ebenso wie diejenigen Fig. 439 und 440 (a. S. 669) dem unten angegebenen Werke von Stammer[1]) entnommen sind. Zwischen dem auf den Füßen G ruhenden festen Kopfstücke und dem auf den beiden Stangen d verschieblichen Querstücke Q befinden sich abwechselnd die eisernen Platten S und die Rahmen R, welche in Fig. 439 und 440 besonders dargestellt sind, und zwar ist in Fig. 439 ein Rahmen R abgebildet, während Fig. 440 eine Platte S darstellt. Aus den Figuren ist ersichtlich, daß die Platten sowohl wie die Rahmen mittelst angegossener Knaggen auf den Stangen d hängend, längs derselben einer Verschiebung befähigt sind und leicht aus der Presse herausgehoben werden können. Der viereckige Rahmen R dient dazu, in seinem Innenraume eine Kammer zur Aufnahme des Kuchens zu bilden, indem zu diesem Zwecke ein Filtertuch über den oberen Steg gehängt wird, das, zu beiden

---

[1]) Lehrbuch der Zuckerfabrikation von Dr. K. Stammer, Braunschweig 1874.

Seiten herabhängend, die Seitenstege und den unteren Steg überragt. Gegen die abgeschliffenen ebenen Ränder des Rahmens wird dieses Tuch allseitig durch die entsprechenden Ränder der Platten *S*, Fig. 440, gepreßt, zu welchem Zwecke das bewegliche Querstück *Q* durch die beiden Schrauben-

Fig. 438 I.

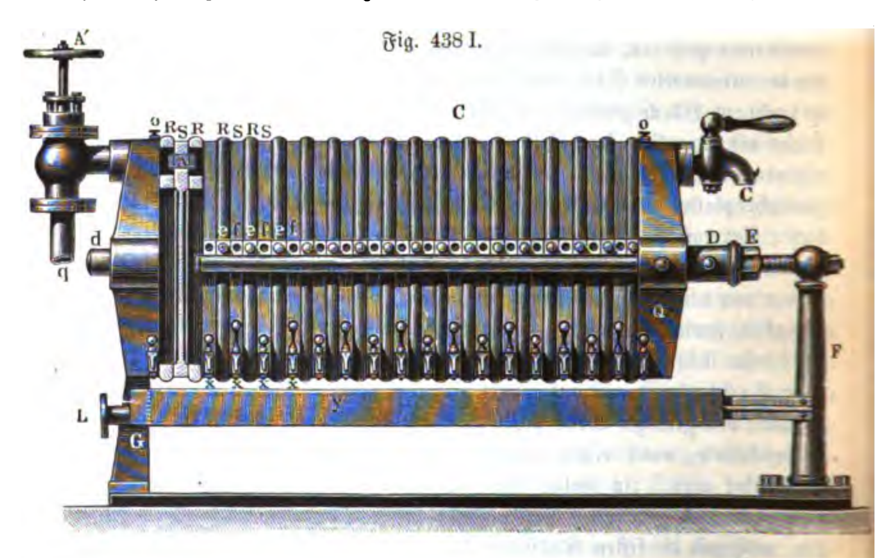
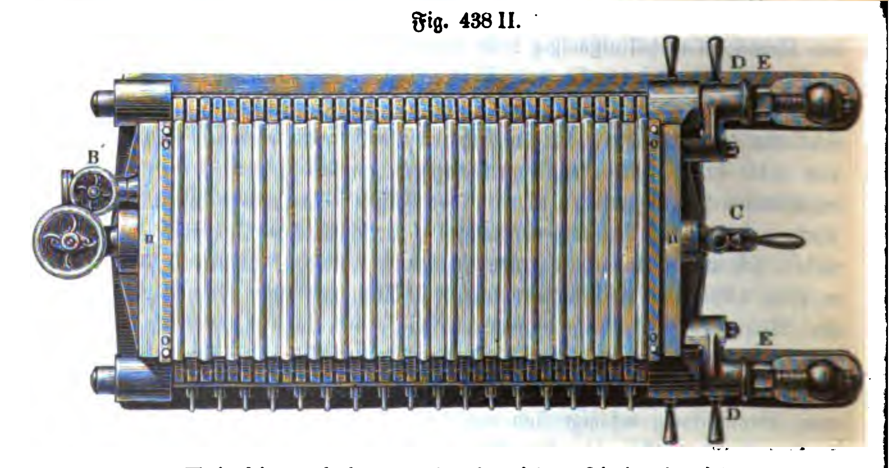


Fig. 438 II.



muttern *E* kräftig nach innen gedrückt wird. Hierdurch wird der dichte Abschluß ringsum erzielt, wodurch daselbst ein Heraustreten der in die so gebildeten Kammern geleiteten Masse verhindert wird. Die Platten *S* enthalten im Inneren des hervorspringenden, genau eben geschliffenen Randes

eine dünnere Mittelwand, die auf beiden Seiten mit senkrechten Rillen zum Abfließen der durch die Filter gegangenen Flüssigkeit versehen ist, wie dies aus Fig. 440 ersichtlich ist. Zur Unterstützung der Filtertücher pflegt man wohl auf die zwischen den gedachten Rillen hervorstehenden Rippen auf jeder Seite eine durchlochte Blechplatte zu legen, wie dies in der oberen Ecke der Fig. 440 angedeutet ist, doch hat man diese Bleche auch vielfach weggelassen und die Rippen der Platten unmittelbar zur Stütze der Filtertücher benutzt, wodurch man eine größere freie Filterfläche erreicht, als bei der Anwendung der gelochten Bleche, bei denen die freie Filterfläche auf den durch die Löcher dargestellten geringen Betrag beschränkt ist.

Fig. 439.

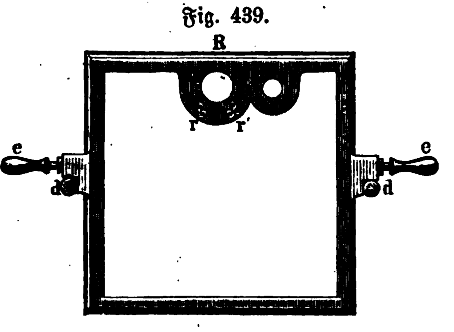
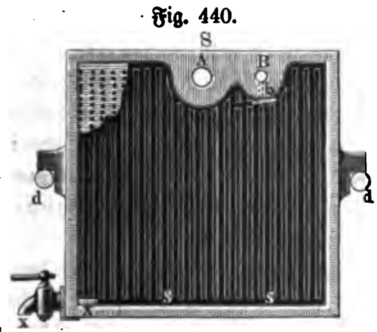


Fig. 440.



Nach dem Zusammenstellen der Rahmen und Platten bilden die in denselben angebrachten Augen A und B zwei röhrenförmige Canäle, durch welche eine Flüssigkeit geführt werden kann, wenn auch die Filtertücher an diesen Stellen mit passenden Durchbrechungen versehen sind. Von diesen beiden Röhren dient die weitere A zur Einführung der zu sondernden schlammartigen Masse, und es ist, um diese Masse in die Kuchenkammern zu leiten, in jedem Rahmen R mittelst der Bohrungen r eine Verbindung des Schlammcanals A mit dem Rahmeninnern hergestellt, während bei den Platten S eine solche Verbindung nicht besteht.

Hiernach ergiebt sich, daß der am Ende des Schlammcanals durch das Rohr q und das darin befindliche Absperrventil zugeführte Schlamm alle Rahmen erfüllt, und daß unter dem in diesem Canale und den Kammern herrschenden Drucke ein Hindurchtreten der Flüssigkeit durch die Filtertücher und Siebbleche stattfindet, so daß die in den Rillen der Siebplatten herablaufende Flüssigkeit bei jeder Siebplatte durch den unten angebrachten Ablaßhahn x ausfließen kann. Daß der aus den einzelnen Ablaßhähnen ausfließende Saft von einer gemeinsamen Saftrinne y aufgenommen wird, um durch das Rohr L zur weiteren Verwendung fortgeleitet zu werden, ist aus Fig. 438 I zu erkennen.

Nach dem Anlassen einer solchen Presse pflegt der aus den Abflußhähnen austretende Saft zunächst meistens etwas getrübt zu sein, was daher rührt, daß anfänglich, so lange auf den Filtern noch keine Ablagerung fester Stoffe sich gebildet hat, noch feinere Theile der letzteren durch die Filter hindurchgehen, was aber nicht mehr stattfindet, sobald die Ablagerungen eine gewisse Dicke erlangt haben. Es ist aus der ganzen Einrichtung ersichtlich, daß in jeder Kammer die Flüssigkeit von der Mitte aus nach beiden Seiten hin sich durch die Filter bewegt, und daß die Kuchen durch allmähliches Anwachsen von den Seiten nach der Mitte hin entstehen, indem die auf den Filtern sich bildenden Niederschläge sich stetig verdicken, bis zuletzt die ganze Kammer von einem festen Kuchen ausgefüllt ist, dessen Dichte außer von der Art der Masse, insbesondere von der Größe des angewandten Druckes abhängt. Es erklärt sich hieraus auch, warum die Geschwindigkeit der Filtration sich mit zunehmender Dicke der Ablagerung vermindert, und daß schließlich der Abfluß von Filtrat gänzlich aufhört, wenn die Kammer von dem entstandenen Kuchen vollständig ausgefüllt ist. Sobald dieser Zustand eingetreten ist, kann man die Presse durch Lösen der Schraubenmuttern E öffnen, nachdem zuvor der Schlammcanal geschlossen wurde, und indem die Rahmen einzeln herausgehoben werden, gewinnt man die in denselben enthaltenen Schlammkuchen. Dieser Betrieb pflegt in denjenigen Fällen stattzufinden, in welchen die Gewinnung der Kuchen beabsichtigt ist, wie dies z. B. für die Entwässerung des Porzellanthons in Filterpressen gilt.

Wenn es dagegen darauf ankommt, aus dem Schlamme das Filtrat zu gewinnen, wie es z. B. in Zuckerfabriken der Fall ist, wo man dem bei der Scheidung und Saturirung gebildeten Schlamme möglichst viel der in ihm enthaltenen zuckerhaltigen Lösung entziehen will, so pflegt man nach beendigter Schlammzufuhr in der Presse meistens noch ein Auslaugen oder Aussüßen der gebildeten Kuchen vorzunehmen.

Dieses Auslaugen zu bewirken, dient der zweite Canal B, welcher durch alle Rahmen und Platten hindurchgeführt ist. Dieser Canal steht bei der halben Anzahl der Platten S, und zwar bei der 1., 3., 5. derselben durch je zwei schräge Bohrungen, wie b in Fig. 440, in Verbindung mit den zwischen den Filtertüchern und den geriffelten Flächen befindlichen Räumen, so daß der behufs des Auslaugens in den Canal B eingeleitete Wasserdampf diese Räume erfüllen kann. Wenn man nun zuvor die Abflußhähne x dieser mit dem Dampfe in Verbindung stehenden Platten geschlossen hat, während die Hähne der zwischenliegenden 2., 4., 6. Platte geöffnet bleiben, so findet die beabsichtigte Auslaugung und zwar in folgender Weise statt. Der in eine Platte, etwa Nr. 3, gelangende Dampf tritt durch das Filtertuch zu jeder Seite der Platte in den Kuchen des benachbarten Rahmens ein und durchdringt denselben, wobei das sich bildende Condensations-

wasser Gelegenheit findet, die im Kuchen noch enthaltenen Zuckertheilchen aufzulösen. Da nun der Lösung ein anderer Ausweg nicht geboten ist, so muß dieselbe durch das auf der entgegengesetzten Seite des Kuchens befindliche Filtertuch hindurchziehen, um in den Rillen der folgenden Platte Nr. 4 nach deren Abflußhahne zu gelangen. In gleicher Weise wird dieser Platte Nr. 4 auf ihrer entgegengesetzten Seite diejenige Lösung zugehen, welche aus dem dort befindlichen Kuchen durch den der Platte Nr. 5 zugeführten Dampf gebildet wird. Diese Auslaugung führt man so lange durch, als ein in den abfließenden Saft eingehängtes Aräometer noch eine hinreichende Wirkung erkennen läßt. Damit die Abflußhähne der Platten in der angegebenen Art schnell abwechselnd geöffnet und geschlossen werden können, sind die Hahngriffe, wie aus Fig. 438 I ersichtlich ist, in zwei Reihen übereinander angeordnet, so daß durch Umlegen der höher stehenden Griffe die Hähne in den Platten Nr. 1, 3, 5 ... bequem geschlossen werden können.

Um die hier gedachte Wirkung des Auslaugens oder Aussüßens möglichst vollkommen zu erzielen, hat man die Preßplatten in mancherlei Art abweichend von den vorbeschriebenen ausgeführt. So finden sich beispielsweise bei den von Dehne in Halle[1]) gebauten Filterpressen außer dem in der mittleren Höhe angebrachten Schlammcanale noch zwei besondere Canäle, von denen der in der unteren Ecke angebrachte zur Einführung des zum Auslaugen dienenden Wassers dient, während die Abführung der ausgelaugten Flüssigkeit durch den in der oberen Ecke vorgesehenen Canal stattfindet. Demgemäß sind die Platten 1, 3, 5 ... mit dem unteren und die Platten 2, 4, 6 ... mit dem oberen Canale verbunden, und damit die zwischen den gerippten Platten und den Filtern enthaltene Luft entweichen kann, stehen die Platten 1, 3, 5 ... noch oberhalb mit einem engeren Canale in Verbindung, nach welchem die Luft durch die unten eingeführte Auslaugeflüssigkeit getrieben wird. Bei dem Auslaugen werden hierbei natürlich die Abflußhähne in sämmtlichen Platten geschlossen.

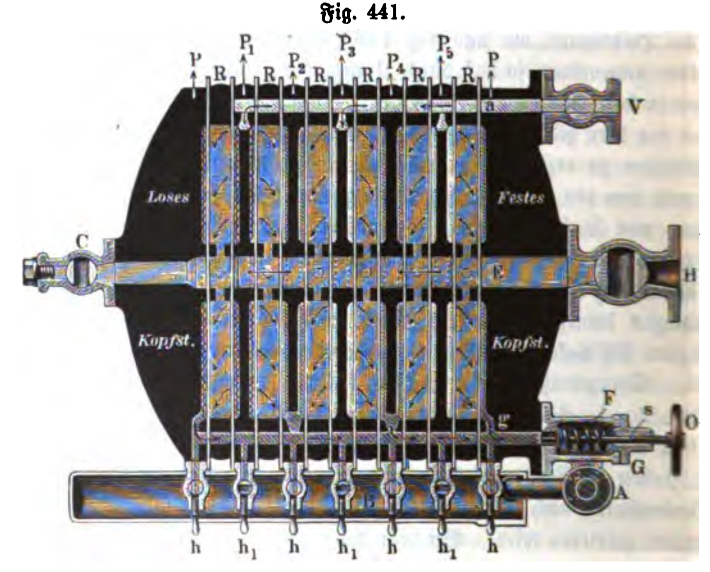
Wenn die in den Kammern befindlichen Kuchen nicht ganz gleichmäßig dicht sind, vielmehr einzelne weiche oder poröse Stellen enthalten, so erzielt man nur unvollkommene Resultate des Auslaugens, indem die Auslaugeflüssigkeit alsdann hauptsächlich an diesen Stellen den Kuchen durchzieht und den letzteren daselbst auswäscht. Dieser Uebelstand wird um so stärker hervortreten, je größer der Druck ist, unter welchem die Auslaugeflüssigkeit eintritt. Da nun aber mit einer Verringerung dieses Druckes andererseits eine Verkleinerung des Bestrebens der Flüssigkeit, in den Kuchen einzudringen, verbunden ist, und man aus diesem Grunde bei dichten und wenig durchlässigen Massen größerer Drucke bedarf, so hat man dem erwähnten

---

[1]) D. R.-P. Nr. 8905.

Uebelstande in sinnreicher Weise dadurch zu begegnen gesucht, daß man auch die Rückfläche der Kuchen einem bestimmten Gegendrucke aussetzt. In der einfachsten Art kann dies durch eine gewisse Drosselung der offen gelassenen Abflußhähne in den Platten 2, 4, 6 ... geschehen, so daß die aus denselben tretende Lauge oder Zuckerlösung eines bestimmten Druckes bedarf, um durch die verengten Oeffnungen auszufließen, welcher Druck unmittelbar als Gegendruck auf den Kuchen wirkt. Vollkommener wird dieser Zweck bei den Pressen mit einem besonderen Austrittscanale dadurch erreicht, daß man in diesen Austrittscanal ein Durchgangsventil einschaltet, das erst bei einem bestimmten, nach Belieben zu regelnden Drucke sich öffnet, um der Lauge

Fig. 441.



den Austritt zu gestatten. In solcher Art sind die Filterpressen von Schütz & Hertel in Wurzen ausgeführt, von denen die Fig. 441 einen Durchschnitt zeigt. Die aus sechs Schlammkammern bestehende Presse empfängt hierbei den Schlamm aus dem Canale E durch den Hahn H, und entläßt während des Pressens das Filtrat durch die sieben Ablaßhähne h, von denen jede der fünf Platten, P_1 bis P_5, einen enthält, und einer in jedem Kopfstück der Presse angebracht ist. Der Hahn C ist für gewöhnlich verschlossen und soll nur eine Reinigung des etwa versetzten Schlammcanals mittelst Durchstoßens desselben ermöglichen.

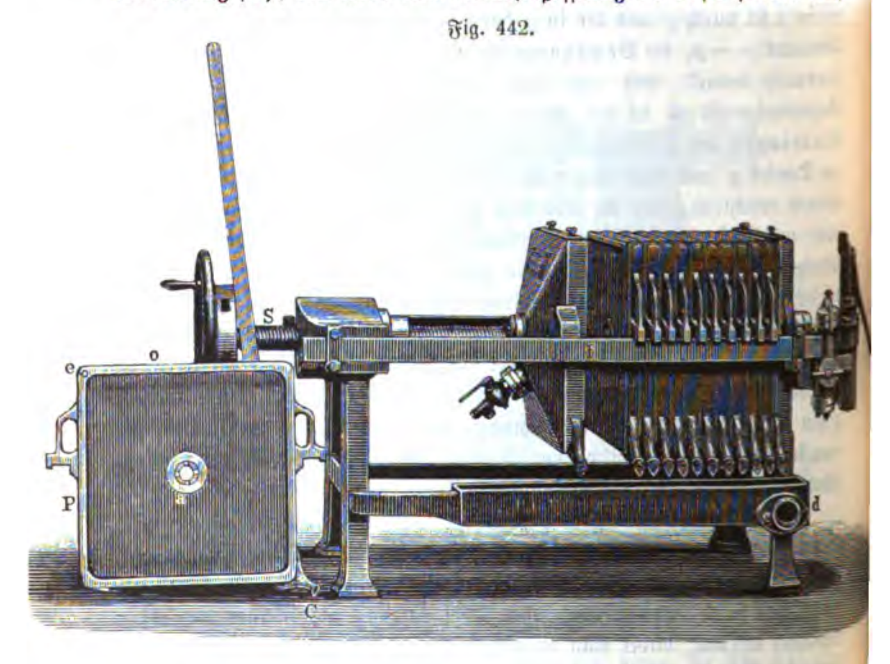
Behufs des Auslaugens der fertig gebildeten Kuchen wird nach Verschluß aller Hähne h und des Schlammhahns H die Auslaugeflüssigkeit durch Oeffnen des Ventils V in den oberen Canal a eingeführt, von wo aus die-

selbe den Platten P_1, P_3 und P_5 zufließt, um nach Durchdringung der benachbarten Kuchen durch die in den Platten P_2 und P_4 und den Kopfstücken P angebrachten Verbindungen nach dem Austrittscanale g für die Lauge zu gelangen. Ein Austreten aus diesem Canale in die Saftrinne R_1 kann aber erst geschehen, sobald der Druck in g groß genug ist, um das durch eine Schraubenfeder F belastete Gegendruckventil zu öffnen, und da man die Spannung dieser Feder mittelst der Schraubenspindel s leicht reguliren kann, so hat man die Größe des Gegendruckes in der Gewalt. Man erreicht hierdurch folgende Wirkung. Gesetzt, der Druck der Auslaugeflüssigkeit in a sei durch p und der in g durch p_0 ausgedrückt, so wird durch den Ueberdruck $p - p_0$ die Bewegung der Auslaugeflüssigkeit durch die Kuchen hindurch bewirkt, und man kann diesen Ueberdruck jederzeit durch das Gegendruckventil G in der gerade erforderlichen Größe herstellen. Das Eindringen der Auslaugeflüssigkeit jedoch erfolgt unter Einfluß des ganzen Druckes p und unabhängig von der Durchgangsgeschwindigkeit. Es ist hieraus ersichtlich, daß die Wirkung des Gegendruckes für die Erzielung einer möglichst gleichmäßigen Auslaugung auch bei Kuchen von ungleichförmiger Beschaffenheit günstig sein muß. Das Entlassen der Luft wird bei diesen Pressen durch kleine hölzerne Kugelventile bewirkt, welche, auf dem Wasser schwimmend, die Luft durch über ihnen angebrachte Oeffnungen entweichen lassen, diese Oeffnungen aber für das Wasser versperren, wenn sie von demselben bei dessen Steigen emporgehoben werden. Diese Ventile zeigen daher eine ähnliche Einrichtung, wie die bekannten Luftspunde, die man in den höchsten Punkten von Wasserleitungsröhren behufs einer selbstständigen Entlüftung derselben anbringt.

§. 127. **Fortsetzung.** Abweichend von den bisher besprochenen Pressen, bei welchen der Raum zur Aufnahme des festen Kuchens durch einen Rahmen umschlossen wird, und welche daher wohl kurzweg als Rahmenpressen bezeichnet werden, bildet man die einzelnen, zur Aufnahme des Schlammes dienenden Kammern bei einer anderen Ausführungsart durch die Siebplatten selbst, indem dieselben mit ringsum angebrachten Leisten versehen sind, welche auf jeder Seite um die halbe Kuchendicke über die mittlere Platte vorstehen. Aus der Fig. 442 (a. f. S.), welche eine solche Presse aus der Fabrik von Hertel & Schütz in Wurzen vorstellt, erkennt man die Zusammenstellung der Platten P, von denen jede mit einer in der Mitte angebrachten Oeffnung a zur Einführung des Schlammes versehen ist. Wenn man über den oberen Rand o jeder Platte ein Filtertuch hängt, dessen beiderseits herabhängende Theile die vorstehenden Plattenränder überragen, so erreicht man bei dem Zusammenpressen aller Platten mittelst der Schraube S in allen Kammern den dichten Abschluß durch je zwei auf

einander liegende Tücher, zwischen welche der Schlamm eingeführt wird, indem hierzu jedes Tuch mit den dem Canale *a* entsprechenden Löchern versehen ist. Der in den beiderseitigen Rinnen jeder Platte herabfließende Saft tritt durch das Mundstück *c* aus und fällt in die Sammelrinne *d*, wie bei den im Vorstehenden beschriebenen Rahmenpressen. Man kann auch bei diesen Pressen ein Auslaugen oder Absüßen der Kuchen vornehmen, wenn man zu dem Zwecke noch einen, sämmtliche Platten durchsetzenden Canal *e* anbringt, welcher in der Hälfte der Platten mit den geriffelten Räumen in Verbindung steht, und wenn man die Abflußöffnungen *c* dieser Platten durch

Fig. 442.



Hähne verschließt. Die durch diesen Canal eingeführte Auslaugeflüssigkeit ist in Folge dieser Anordnung gezwungen, durch den zwischen zwei Filtertüchern eingeschlossenen Schlammkuchen hindurchzutreten, um durch das offene Mundstück *c* der benachbarten Platte auszufließen.

Diese sogenannten Kammerpressen gewähren jenen erst angeführten Rahmenpressen gegenüber den Vortheil einer einfacheren und schnelleren Entleerung nach geschehener Pressung, indem zu dem Ende nach Oeffnung der Presse nur eine seitliche Verschiebung der Platten auf den Führungsstangen *f* erforderlich ist, wobei die Kuchen nach unten herausfallen, wogegen bei den Rahmenpressen ein Herausheben der einzelnen Rahmen behufs deren

Entleerung stattfinden muß. In solchen Fällen dagegen, in denen die Preßkuchen noch einer folgenden stärkeren Pressung in hydraulischen Pressen unterworfen werden sollen, verdienen die Rahmenpressen deswegen den Vorzug, weil sie die Möglichkeit gewähren, die Kuchen unzerbrochen in ganzen Platten zu erhalten, in welcher Form sie ohne Weiteres der hydraulischen Presse übergeben werden können. Andererseits gestattet die Anordnung der Presse als Kammerpresse, Kuchen von geringerer Dicke herzustellen, als dies bei der Anwendung von Rahmen der Fall ist, ein Vortheil, welcher besonders für solche Massen beachtenswerth ist, die nur schwierig zu filtriren sind.

In Betreff der Kuchendicke, welche im Durchschnitt zu etwa 25 bis 30 mm angenommen werden kann, ist zu bemerken, daß die Entsäftung um so vollkommener stattfindet, je dünner die Kuchen sind. Insbesondere ist eine geringe Kuchendicke bis zu 12 mm und weniger für Auslaugepressen anzuwenden. Die Größe der meist quadratischen Preßplatten schwankt zwischen etwa 200 mm bei den kleinsten und 1,6 m bei den größten Pressen. Ebenso ist die Zahl der Kammern in einer Presse sehr verschieden; während die in Laboratorien gebräuchlichen Versuchsfilterpressen nur eine einzige Kammer erhalten, hat man den größten Pressen bis zu 60 Kammern gegeben. Durch eine größere Anzahl der Kammern wird die Leistungsfähigkeit der Pressen beträchtlich gesteigert, da die zum Füllen der Presse erforderliche Zeit sich mit der Vergrößerung der Kammerzahl nur unwesentlich erhöht.

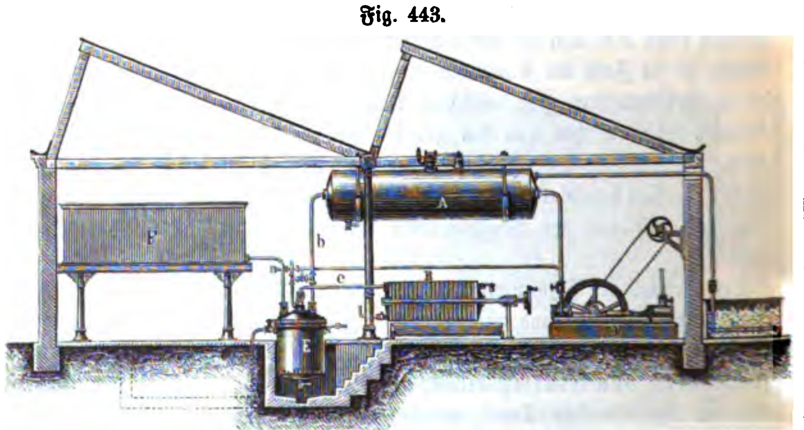
Der Betrieb der Filterpressen richtet sich einerseits nach der Größe des erforderlichen Druckes und andererseits nach der Anzahl der zu betreibenden Pressen. Bei geringem Drucke, wie er nur erforderlich ist, wenn die Presse zum Klären von Flüssigkeiten, beispielsweise von Oel, dienen soll, genügt der hydrostatische Druck, welchen die aus einem um einige Meter oberhalb der Presse aufgestellten Gefäße in die letztere geleitete Flüssigkeit ausübt, und man bedient sich hierbei zur Beschleunigung der Filtration zuweilen auch wohl einer Luftverdünnung in dem die abfließende Flüssigkeit aufnehmenden Gefäße.

Einen größeren Preßdruck, bis zu etwa 8 Atmosphären, stellt man her, indem man den Schlamm aus einem geschlossenen Gefäße, dem sogenannten Montejus, dadurch in die Presse befördert, daß man auf die Oberfläche des in diesem Gefäße enthaltenen Schlammes Dampf aus einem Dampfkessel oder auch wohl Luft aus einem Windkessel leitet, in welchem letzteren die gewünschte Pressung durch einen Compressor erzeugt und erhalten wird. Eine dem entsprechende Anlage wird durch die Skizze, Fig. 443 (a. f. S.), versinnlicht. Das durch E dargestellte Montejus wird aus dem Behälter F mit Schlamm gefüllt, welcher durch das bis zum Boden von E reichende Rohr e in die Presse B gedrückt wird, sobald man aus dem Windkessel A

durch das Rohr *b* die gepreßte Luft auf die Oberfläche des Schlammes in *E* drücken läßt. Die durch einen Riemen betriebene Luftpumpe *D* sorgt für die beständige Erhaltung der Luftverdichtung in *A* auf der durch ein Sicherheitsventil bestimmten Höhe.

Wenn der erforderliche Druck größer ist, so pflegt man wohl die Presse unmittelbar durch Pumpen zu füllen, welche den Schlamm aus einem Behälter entnehmen und in die Presse hineindrücken. Hierbei kann die Pressung beliebig hoch gehalten werden, jedenfalls ist an jeder Presse ein dem zulässigen größten Drucke entsprechend belastetes Sicherheitsventil anzubringen. Für kleine Pressen und geringe zu filtrirende Mengen bedient man sich der Handpumpen, welche man, wie in Fig. 442, unmittelbar an dem Gestell der Presse anbringen kann, während man für größere Betriebe die Pumpen von einer Dampfmaschine aus durch Riemen betreibt, oder als besondere

Fig. 443.



Dampfpumpen ausführt. Diese letzteren werden dabei häufig so eingerichtet, daß sie bei Erreichung eines bestimmten Druckes sich von selbst abstellen und auch selbstthätig wieder in Betrieb kommen, sobald der Druck bis auf eine bestimmte niedrigste Grenze herabgesunken ist. Dies wird in der Regel mittelst eines kleinen, durch Federn belasteten Kolbens erreicht, durch dessen Spiel das Dampfeintrittsventil der Pumpe entsprechend verstellt wird. Damit das Ingangsetzen dieser Maschinen in jeder Stellung und ohne Rücksicht auf die Todtlagen der Kurbel geschehen könne, werden diese wohl mit dem Namen der Automatpumpen bezeichneten Maschinen mit zwei Dampfcylindern nach dem Zwillingssystem ausgeführt.

Um den für die Wirksamkeit der Filterpressen unerläßlichen dichten Anschluß der Platten und Rahmen an ihren äußeren Rändern zu erzielen, ist jede Presse mit einer geeigneten Verschlußvorrichtung versehen, welche das

gleichzeitige Zusammenpressen aller in der Presse befindlichen Rahmen und Platten mit einem hinreichend großen Drucke ermöglicht. Als dichtendes Material dienen hierbei die Filtertücher, welche bei den Rahmenpressen in einfacher und bei den Kammerpressen in doppelter Lage die eben gehobelten Dichtungsränder der Platten und Rahmen bedecken. Die Größe des Druckes, mit welchem die Presse vermittelst dieser Vorrichtung vor dem Inbetriebsetzen geschlossen werden muß, läßt sich wie folgt beurtheilen.

Der während des Betriebes im Inneren jeder Kammer herrschende Druck der Füllmasse sucht die beiden diese Kammer begrenzenden Platten auseinander zu treiben mit einer Kraft, welche durch $P = a^2 p$ ausgedrückt wird, wenn a die Seite des quadratischen Innenraumes der Kammer und p die Größe des Druckes für jede Flächeneinheit bedeutet. Wenn die beiden besagten Platten vorher nur mit einem Drucke von dieser Größe zusammengepreßt worden wären, so würde ein Dichthalten an den Rändern nicht erzielt werden, da unter dieser Voraussetzung ein Druck, mit dem diese Ränder erfahrungsmäßig aneinander gepreßt werden müssen, nicht vorhanden sein würde, sobald die Presse in Betrieb gesetzt wird. Es muß daher von vornherein bei dem Schließen der Presse ein Druck Q zwischen den einzelnen Platten hervorgerufen werden, welcher jene Kraft P an Größe übertrifft. Setzt man voraus, daß zum guten Abdichten für jede Einheit der Auflagerfläche etwa ein Ueberdruck p_0 erforderlich sei, so ist für die ganze Auflagerfläche ein Ueberdruck $(A^2 - a^2) p_0$ erforderlich, wenn A die äußere Seite einer Platte, also $\frac{A - a}{2}$ die Breite des Dichtungsrandes ringsum bedeutet. Demnach muß durch den Verschlußapparat beim Schließen der Presse ein Druck

$$Q = a^2 p + (A^2 - a^2) p_0$$

erzeugt werden.

Dieser Druck ist bei großen Platten und einem erheblichen Preßdrucke p ein sehr beträchtlicher. Setzt man beispielsweise eine lichte Abmessung der Kammern von 1 m und im Inneren 5 Atmosphären Ueberdruck voraus, so hat man

$$P = 100 \,.\, 100 \,.\, 5 = 50\,000 \text{ kg}.$$

Wenn man ferner eine Breite des Dichtungsrandes von 20 mm, also eine Größe der Platten außen von 104 cm annimmt, und voraussetzt, daß der zum Dichthalten erforderliche Ueberdruck für ein Quadratcentimeter der Dichtungsfläche mindestens gleich 0,2 kg sein müsse, so folgt der ganze Ueberdruck zu $(104^2 - 100^2)\, 0{,}2 = 163$ kg, so daß man durch den Verschlußapparat einen Druck $Q = 50\,163$ kg hervorbringen muß. Ein so geringer Ueberdruck, wie hier angenommen ist, wird natürlich nur bei einer ausgezeichneten Beschaffenheit der möglichst genau ebengehobelten Platten-

ränder und bei einer gleichmäßigen Dicke der Filtertücher für die genügende Dichtung ausreichen, in den meisten Fällen wird ein erheblich größerer Ueberdruck sich als nöthig herausstellen.

Zur Erzeugung dieses Druckes bedient man sich meistens starker Schraubenspindeln, und zwar entweder wie in Fig. 438 so, daß die beiden Unterstützungs- und Führungsstangen der Platten mit Schraubengewinden versehen sind, deren Muttern gegen die bewegliche Stirnplatte der Presse drücken, oder so, daß, wie in Fig. 442, der Druck durch eine mittlere Schraubenspindel ausgeübt wird, welche ihre Mutter in einem festen Querstege des Gestelles findet. Zur Erzielung der genügenden Pressung wird die Spindel oder jede Mutter entweder mittelst langer Hebel umgedreht oder unter Einschaltung geeigneter Rädervorgelege eine bedeutende Kraftübersetzung erzielt. Hierbei pflegt man wohl, um ein schnelleres Oeffnen und Schließen der Presse zu ermöglichen, die Bewegungsvorrichtung derart zum Auslösen[1]) einzurichten, daß die gedachte, nur langsam wirkende Druckvorrichtung lediglich zur Herstellung und Aufhebung des erforderlichen Druckes beim Schließen und Oeffnen der Presse dient, während die Verschiebung des beweglichen Endstückes schneller aus freier Hand bewirkt werden kann.

In Betreff der Anwendung von einer mittleren Schraubenspindel oder von zwei solchen zu den Seiten ist zu bemerken, daß die Anordnung von zwei Spindeln zwar die Herstellung eines dichteren Verschlusses, aber einen weniger bequemen Betrieb gestattet, als die Anwendung nur einer Spindel in der Mitte. Auch hat man bei zwei Schraubenspindeln für ein möglichst gleichmäßiges Anziehen der beiderseitigen Muttern Sorge zu tragen, wenn man nicht Verbiegungen und Brüchen einzelner Theile ausgesetzt sein will, wie sie sich als eine Folge einseitiger Beanspruchungen leicht einstellen.

In möglichst einfacher und vollkommener Art läßt sich die Presse mittelst eines hydraulischen Preßcylinders schließen und öffnen, dessen Kolben K, Fig. 444, gegen das bewegliche Endstück A drückt. Der auf dem festen Cylinder D angebrachte Dreiweghahn v stellt in seinen beiden Stellungen eine Verbindung des Cylinders durch das Rohr o entweder mit dem Abflußrohr p, oder mit dem Druckrohr u her, das von einem Accumulator oder einer Handpumpe kommt. In der letztgedachten Stellung bewirkt das Druckwasser des Accumulators den Schluß der Presse mit einer Kraft

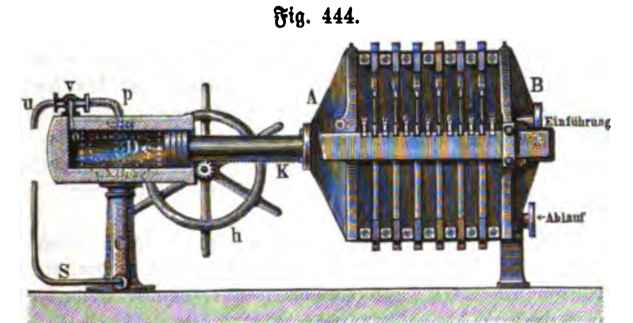
$$\frac{\pi d^2}{4} k = Q,$$

wenn d den Durchmesser des Kolbens und k den Druck des Wassers im Accumulator bezeichnet. Verbindet man jedoch durch die entgegengesetzte, in der Figur angegebene Stellung des Hahns den Cylinder mit dem Ab-

[1]) D. R.-P. Nr. 24436.

flußrohre *p*, so kann mittelst der angedeuteten Zahnstange und ihres Getriebes durch das Handrad *h* der Kolben sammt dem Endstück *A* leicht zurückgeführt werden, wobei das im Cylinder enthaltene Wasser in die hohle Säule *C* sich ergießt, aus welcher es bei dem darauf folgenden Schließen der Presse wieder in deren Cylinder zurücktritt. In Folge dieser Anordnung ist für jedesmaligen Schluß der Presse nur sehr wenig Kraftwasser aus dem

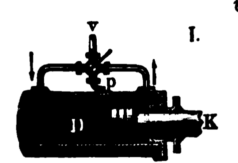
Fig. 444.

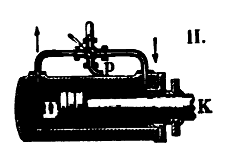


Accumulator zu entnehmen, so viel nämlich nur, als derjenigen geringen Verschiebung des Preßkolbens zugehört, welche der letztere in Folge der Zusammendrückung der Filtertücher zwischen den Plattenrändern noch erfährt, nachdem das Endstück *A* bereits gegen die Platten geschoben ist.

Man kann übrigens die Handarbeit beim Oeffnen und Schließen der Presse gänzlich umgehen, wenn man den Druckcylinder doppeltwirkend nach Fig. 445 macht, aus welcher man erkennt, daß in der Stellung I das aus

Fig. 445.





dem Accumulator durch *v* einströmende Wasser hinter die volle Fläche des Preßkolbens *D* drückt, wodurch der Schluß der Presse bewirkt wird, während ein Oeffnen derselben durch die Stellung des Vierweghahns in II stattfindet, insofern das Druckwasser hinter dem Kolben nach dem Abflußrohr *p* entweichen kann, so daß der Druck des Kraftwassers auf die schmale Ringfläche zwischen der Kolbenstange und dem Cylinder zur Rückführung der ersteren genügt. Diese Anordnung empfiehlt sich ganz besonders in solchen Fällen, wo eine größere Anzahl von Filterpressen betrieben wird, da hierbei ein gemeinschaftlicher, durch eine kleine Pumpe gespeister Accumulator mit allen Pressen in Verbindung gebracht werden kann, so daß jede Presse schnell und

bequem durch Bewegung des betreffenden Hahns oder Ventils zu öffnen oder zu schließen ist.

Von den verschiedenen Anordnungen, welche für Filterpressen in Anwendung gekommen oder in Vorschlag gebracht worden sind, mögen im Folgenden nur einige angeführt werden.

Danchell[1]) will nur eine kastenförmige Kammer anwenden, in welcher eine Anzahl von aus Röhren gebildeten viereckigen Rahmen neben einander stehen, die auf beiden Seiten mit Filtertuch bezogen sind. Der in den Kasten gedrückte Schlamm soll die beiden Tücher jedes Rahmens gegen einander pressen, wobei die Flüssigkeit zwischen den Tüchern nach dem Rahmen und ins Freie fließen soll, während die feste, zwischen den Rahmen sich ablagernde Masse nach Oeffnen des Kastens zu entfernen ist. Es sollen hierdurch auch die feinsten Theilchen zurückgehalten werden, da die Flüssigkeit zwischen den fest zusammengepreßten Tüchern sich hindurch bewegen muß. Ob diese Wirkung erzielt wird, muß dahin gestellt bleiben.

Bei der Filterpresse von Puvrez de Groulart[2]) sollen durch geeignete Scheidewände zwei oder mehrere Abtheilungen hergestellt werden, die nach einander in Wirksamkeit treten, und von denen jede folgende Abtheilung feinere Filtertücher enthält als die vorhergehende.

C. Röttger[3]) will den Druck in der mit Saft gefüllten Presse dadurch hervorbringen, daß er in jeden Rahmen der gewöhnlichen Rahmenpressen eine größere Anzahl cylindrischer Stäbe durch entsprechende Dichtungen hindurch einpreßt, so daß diese Stangen durch Verdrängung der Masse den gewünschten Druck erzeugen.

J. Quennesson[4]) schlägt vor, anstatt der Filtertücher cylindrische, siebförmig durchbrochene Röhren zu verwenden, durch deren Löcher die Flüssigkeit hindurchtritt, sobald der Schlamm in dem prismatischen senkrechten Preßkasten durch einen aufsteigenden Kolben mittelst einer darunter befindlichen hydraulischen Presse unter Druck gesetzt wird.

Die Presse von Busch[5]) ist ebenfalls stehend angeordnet und soll zum Pressen von Käse aus Quark dienen, wobei durch in die Rahmen gebrachte Einsätze aus Blech oder Holz zugleich eine gewünschte Form der Käse erzielt werden soll.

Wegelin & Hübner[6]) wenden bei ihren zur Klärung von Flüssigkeiten dienenden Pressen zwischen den Rahmen Platten an, von denen jede aus zwei mit langen Löchern versehenen Blechen besteht. Jedes dieser Bleche ist auf beiden Seiten mit Filtertüchern überzogen, und da die Löcher der beiden zusammengehörigen Bleche in der Längenrichtung etwas gegen einander verschoben sind, so findet innerhalb der beiden Blechplatten durch die zwischenliegenden Tücher hindurch die gewünschte Filtration statt.

W. Freakley[7]) schlägt als Filter ein horizontal gelagertes, mit vielen Löchern durchbrochenes und auf dem Umfange mit Filtertuch bezogenes Rohr vor, welches in Ständern fest gelagert ist, und über welchem sich ein weiterer, beiderseits gedichteter, cylindrischer Mantel von der halben Länge des Rohres durch eine Zahnstange verschieben läßt. Das Filtriren soll abwechselnd auf der einen und

---

[1]) D. R.-P. Nr. 2513. — [2]) D. R.-P. Nr. 35235. — [3]) D. R.-P. Nr. 3977. — [4]) D. R.-P. Nr. 4191. — [5]) D. R.-P. Nr. 37898. — [6]) D. R.-P. Nr. 8960. — [7]) D. R.-P. Nr. 6893.

der anderen Hälfte des Rohres stattfinden, und zu dem Ende der Schlamm durch einen Ansatz in den Mantel geleitet werden, so daß die Flüssigkeit durch das feste Rohr abfließt, während der Kuchen den ringförmigen Zwischenraum zwischen Filter und Mantel ausfüllt.

Einen ununterbrochenen Betrieb will Wagner[1]) dadurch erreichen, daß er durch zwei in einander geschachtelte, senkrechte, eiserne Cylinder, von denen der innere außen und der äußere innen mit Filtertuch bekleidet ist, einen ringförmigen Raum herstellt, welchem oben der Schlamm unter Druck zugeführt wird. Die Flüssigkeit soll in Rinnen unter den Tüchern herablaufen und durch seitliche Löcher am unteren Ende heraustreten, während die festen Rückstände durch ein Ventil an der unteren Stirn herausgepreßt werden sollen.

In der Presse von Fischer[2]), welche ebenfalls für einen ununterbrochenen Betrieb bestimmt ist, befinden sich in einem geschlossenen Behälter horizontal neben einander eine Anzahl scheibenförmiger Siebrahmen von kreisförmiger Gestalt, welche auf beiden Flächen mit Filtertuch bezogen sind, und deren Innenräume durch Ansatzstutzen mit dem Saftabflußrohre in Verbindung stehen. Um die Außenflächen der Filtertücher stetig von den festen Rückständen zu befreien, ist zwischen je zwei Filterscheiben eine kreisrunde, beiderseits mit Borsten besetzte Bürstenscheibe gelagert, welche vermöge ihrer stetigen Umdrehung die festen Rückstände abstreift, so daß dieselben durch eine im unteren Theile des Gehäuses angeordnete Schnecke beständig nach außen befördert werden können.

Die für ununterbrochenen Betrieb bestimmte Filterpresse von Götjes[3]) enthält im Inneren eines geschlossenen Gehäuses, in welches der Schlamm eingedrückt wird, eine hohle, ringsum mit Filtertuch bekleidete, wagerecht gelagerte Walze, durch deren hohle Zapfen die gefilterte Flüssigkeit abgeführt wird. Zur Entfernung der auf dem Umfange dieser Trommel sich ablagernden festen Stoffe dient eine zweite Walze, welche die Rückstände abstreicht und einer Schnecke übermittelt, die sie durch ein belastetes Ventil hindurch ins Freie befördert.

Eigenthümlich ist die von Hövelmann[4]) angegebene Filterpresse, bei welcher der Schlamm zwischen zwei endlosen Filtertüchern eintritt, die, in geringem Abstande von einander befindlich, eine langsame, ruckweise Bewegung zwischen zwei geriffelten Platten empfangen. Durch Schwingungen der einen dieser Platten wird die Masse zwischen den Filtertüchern wiederholten Pressungen ausgesetzt, so daß die Flüssigkeit durch die Filtertücher hindurchtreten und der Rückstand in Form eines dünnen Tuches zwischen den Filtertüchern auf der dem Eintritte entgegengesetzten Seite austreten soll.

Walzenpressen. Das kennzeichnende Merkmal der Filterpressen besteht nicht sowohl darin, daß ihnen die auszupressende Masse in Form eines mehr oder minder flüssigen Breies zugeführt wird, indem dies auch bei anderen Pressen, z. B. den Walzen- und Schneckenpressen, der Fall ist, sondern in der eigenthümlichen Art, wie bei ihnen der Preßdruck erzeugt wird. Bei den Filterpressen ist nämlich ein bestimmt abgemessener Raum von unveränderlicher Größe gegeben, wie er durch den Inhalt einer Kammer dargestellt ist, und der Druck in diesem unveränderlichen Raume wird durch

§. 128.

[1]) D. R.-P. Nr. 34760. — [2]) D. R.-P. Nr. 38397. — [3]) D. R.-P. Nr. 28148. — [4]) D. R.-P. Nr. 17288.

den Eintritt der zu pressenden Masse selbst erzeugt, derartig, daß der Druck mit dem allmählichen Anfüllen der Kammer bis zu demjenigen Höchstbetrage steigt, welcher durch die hydrostatische Druckhöhe in der Einführungsröhre gegeben ist. Hierin unterscheiden sich die Filterpressen von allen anderen Pressen, welche man zu dem gleichen Zwecke der Absonderung flüssiger Stoffe von festen in der verschiedensten Art ausgeführt hat. Bei allen diesen letztgedachten Pressen wird nämlich der zum Absondern erforderliche Druck dadurch hervorgerufen, daß eine in einem bestimmten Raume enthaltene Masse in einen kleineren Raum zusammengepreßt wird. Je nach der Art, wie diese Verkleinerung des betreffenden Raumes vorgenommen wird, sind die zur Anwendung kommenden Pressen sehr verschieden. Um über dieselben leichter eine gewisse Uebersicht zu gewinnen, kann man die Pressen mit ununterbrochener und mit absetzender Arbeit unterscheiden.

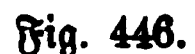
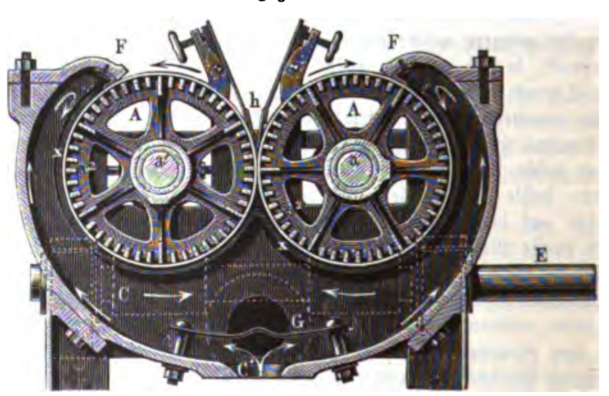


Fig. 446.



Zu den ununterbrochen arbeitenden Pressen der hier in Betracht kommenden Art gehören die Walzenpressen, wie man sie namentlich in Rübenzuckerfabriken zur Gewinnung des Saftes aus dem Rübenbrei anwendet. Man hat hier einen Unterschied zu machen, je nachdem die Walzen mit oder ohne Preßtücher arbeiten. Walzenpressen ohne Preßtücher sind die von Champonnois und von Lebee angegebenen, von denen die erstere durch Fig. 446 veranschaulicht wird, die dem Werke von Stammer[1]) entnommen ist.

In Fig. 446, welche von der Presse von Champonnois einen Querschnitt darstellt, erkennt man die beiden hohlen Walzen A, von denen jede über vielen axialen Längsrippen wie a_2 einen Mantel trägt, der durch einen in engen Schraubenwindungen umgelegten Messingdraht gebildet ist, zwischen

[1]) Lehrbuch der Zuckerfabrikation von Dr. K. Stammer.

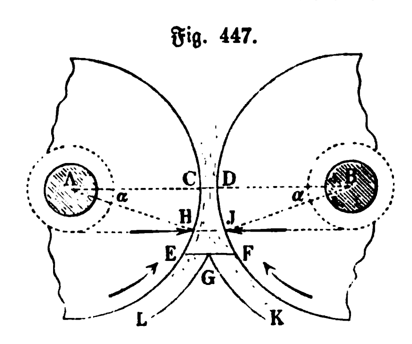
dessen Windungen ein Spalt von nur 0,1 bis 0,2 mm Weite verbleibt. Da die Walzen an ihren Stirnflächen, sowie an den Oberkanten F des Behälters C gegen den letzteren durch Gummistreifen abgedichtet sind, so kann die Flüssigkeit des durch C_1 in den Behälter eingedrückten Rübenbreies nur durch den besagten Spalt in das Innere der Walzen entweichen, von wo die Abführung durch ein angesetztes Rohr erfolgt. Für diese Wirkung ist natürlich wie bei den Filterpressen vornehmlich der Druck des durch eine Breipumpe in den Behälter C eingepreßten Breies maßgebend, ein Druck, welcher wegen der schwierigen Abdichtung der Walzen immer nur mäßig groß sein kann. In Folge des Einbringens der Flüssigkeit in das Innere der Walzen setzt sich auf den Umfängen der letzteren eine Schicht fester Bestandtheile ab, welche bei der langsamen Umdrehung der Walzen einer kräftigen Pressung und einer damit verbundenen weiteren Entsäftung unterworfen wird. Der zwischen den Walzen heraustretende Preßling wird durch die Abstreichmesser h von den Walzen abgelöst und gleitet in der Rinne zwischen den Walzen von selbst herab, da die Ebene der beiden Walzenaxen ebenso wie der Behälter C gegen den Horizont unter einem Winkel von 45° geneigt ist. Die langsame Umdrehung der Walzen erfolgt von der Welle E aus, welche mit zwei auf ihr befindlichen Schrauben ohne Ende in Schneckenräder auf den Walzenaxen eingreift.

Die ganze Wirkung dieser Presse hängt hiernach wesentlich davon ab, daß sich auf den Walzenumfängen im Inneren des Behälters eine Schicht festen Stoffes von hinreichender Dicke ablagert, um in dem Zwischenraume zwischen den beiden Walzen in der beabsichtigten Weise zusammengepreßt zu werden. Um dies zu erzielen, ist nicht nur eine genügend hohe Pressung des Breies anzuwenden, sondern man hat auch dafür zu sorgen, daß der eingeführte Brei möglichst lange mit den Oberflächen der Walzen in Berührung kommt. Hierzu dient die in der Figur angedeutete Platte G über der Eintrittsöffnung C_1, durch welche der Brei nach beiden Seiten hin so vertheilt wird, wie die eingezeichneten Pfeile andeuten. Man kann hier den Vorgang im Inneren des Breibehälters gewissermaßen wie eine Vorpressung ansehen, welche in ähnlicher Art wie in den Filterpressen unter dem von der Breipumpe ausgeübten Drucke stattfindet, und auf welche eine kräftige Nachpressung zwischen den Walzen folgt.

In Betreff des von den Walzen ausgeübten Druckes mag auf das in §. 25 über die Zerkleinerung fester Körper durch Walzen Angeführte verwiesen werden. Nach den an jener Stelle gemachten Bemerkungen wird nämlich ein von den Walzenumfängen CE und DF, Fig. 447 (a. f. S.), in H und J erfaßter fester Körper unter allen Umständen zwischen die Walzen eingezogen und zermalmt werden, sobald die nach den Angriffspunkten H und J gezogenen Halbmesser mit der Geraden AB Winkel α

einschließen, welche nicht größer sind, als der Reibungswinkel, welcher dem Reibungswiderstande zwischen den Walzenumfängen und dem zu zerkleinernden Material zukommt. Der zwischen den Walzenumfängen auftretende Druck steigt in diesem Falle bis zu dem der rückwirkenden Festigkeit des zu zerdrückenden Körpers entsprechenden Betrage. Eine darüber hinausgehende Drucksteigerung kann deswegen nicht stattfinden, weil bei diesem Drucke der in kleine Bruchstücke zermalmte Körper nachgiebt. Dieselbe Betrachtung gilt auch hier, und es geht daraus hervor, daß der zwischen den Walzen auf die Masse ausgeübte Druck für jedes Quadratcentimeter nicht größer gewesen sein kann, als diejenige Kraft, welche ein Stück des aus der Maschine kommenden Preßlings von 1 qcm Fläche gerade zu zermalmen im Stande ist. Man könnte daher aus der Beschaffenheit des Preßlings durch einen einfachen Zerdrückungsversuch rückwärts auf die zwischen den Walzen wirksam gewesene Pressung schließen.

Fig. 447.



Man erkennt übrigens aus der Figur, daß jedes Massentheilchen der Einwirkung der Walzenpressen von dem Augenblicke des Eintritts in die Gerade EF unterworfen ist, welche durch den Vereinigungspunkt G der auf den beiden Walzenumfängen abgelagerten Schichten GL und GK bestimmt wird. Die Pressung findet daher während derjenigen Zeit statt, welche während der Drehung der Walzen durch den Winkel $EAC = FBD$ verstreicht, eine Zeit, die um so größer ausfällt, je größer die Dicke δ der abgelagerten Schichten ist.

Es ist auch leicht einzusehen, daß die Pressung, welche ein Theilchen zwischen den Walzen erfährt, zwischen EF und CD einer fortwährenden Steigerung unterworfen sein muß, denn in dem Maße, wie die Masse auf dem Wege zwischen EF und CD an Flüssigkeit verliert, welche in das Innere der Walzen hineintritt, wird der Widerstand größer, welcher sich einer Verschiebung der Theilchen entgegensetzt und welcher Widerstand stets die obere Grenze für den von den Walzen ausgeübten Druck darstellt. Man erkennt übrigens auch aus der Figur, daß bei einer Dicke δ der abgelagerten Schichten, welche nicht größer als der halbe Abstand CD der Walzen ist, eine Pressung zwischen den Walzen überhaupt nicht stattfindet. Man wird daher zur Erzielung einer möglichst ausgiebigen Pressung zwischen den Walzen vor allen Dingen für die Ablagerung einer hinreichend dicken Schicht auf den Walzen zu sorgen haben, also den Druck der Brei-

pumpe thunlichst groß wählen und den Walzenumfängen möglichst viel und lange Gelegenheit geben, sich mit abgelagertem Stoffe zu bedecken. Die Leistung einer solchen Presse mit Walzen von 0,4 m Durchmesser und 0,6 m Länge wird zu nahezu 1000 Ctr. Rüben in 24 Stunden angegeben. Der Druck des Breies im Inneren des Gefäßes beträgt 1 bis $1^1/_2$ Atmosphären.

Die Pressen von Lebee[1]) und diejenigen von Colette[2]) unterscheiden sich nur in Einzelheiten, namentlich in Bezug der Ausführung der durchlässigen Trommeln von der vorstehend beschriebenen Presse, so daß eine nähere Besprechung derselben unterbleiben kann. Eine besondere Schwierigkeit bietet bei allen diesen Pressen die Herstellung der mit feinen Durchbrechungen versehenen Trommeln, sowie die stete Offenhaltung dieser Durchbrechungen dar, welche bei der großen Feinheit, die sie haben müssen, sehr leicht einem Verstopfen ausgesetzt sind. Bei der Anwendung der Walzen mit einem schraubenförmig gewundenen Spalt wendet man zum Reinigen desselben wohl eine feine, in ihn eintretende Stahlklinge an, welche bei der Umdrehung der Walze langsam nach der Längenrichtung fortschreitet; sonst hat man auch durch Wasser unter einem Drucke von fünf bis sechs Atmosphären die zeitweilige Reinigung der Walzen von Fasern vorgenommen. Eine Hauptbedingung für alle derartige Walzenpressen ist die, daß der zu verarbeitende Brei vollständig frei von härteren Verunreinigungen, wie Steinchen, ist, weil andernfalls die Walzen unfehlbar verdorben werden.

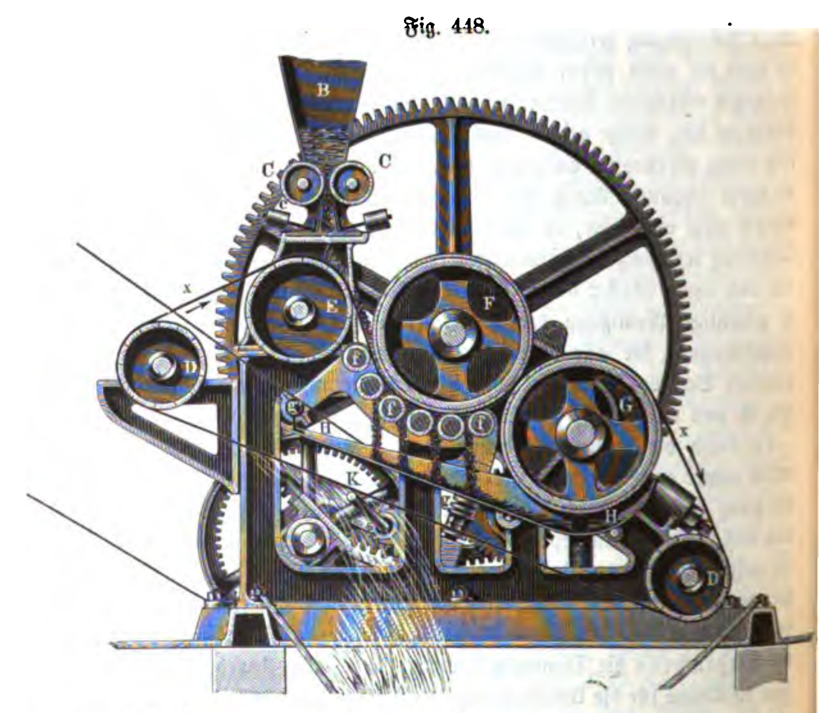
Der durch die vorstehend beschriebenen Walzenpressen gewonnene Saft enthält immer noch eine mehr oder weniger große Menge von Fasern, welche fein genug sind, um durch die Schlitze der Trommeln hindurchzutreten, und man muß daher den ausgepreßten Saft in der Regel durch Siebtrommeln mit entsprechend feinen Bezügen von dem größten Theile der in ihm enthaltenen Fasern befreien. Um einen von Fasern möglichst freien Saft zu erhalten, hat man daher die Walzenpressen auch so eingerichtet, daß sie mit Hülfe von Preßtüchern die Trennung bewirken, bei welcher Anordnung einerseits zwar die Kosten für die Unterhaltung der Tücher aufgewendet werden müssen, dagegen andererseits die Ausführung der nun nicht mehr durchlässigen Walzen einfacher ist und der gewonnene Saft einer weiteren Reinigung von den Fasern durch Siebe nicht mehr bedarf. Während diese Maschinen ursprünglich mit zwei endlosen wollenen Tüchern arbeiteten, die, über ein System von Walzen geführt, den Brei zwischen sich aufnahmen, um ihn, wie in einem Preßbeutel, durch den Druck der Walzen auszupressen, sind die neueren Maschinen dahin vereinfacht, daß sie nur mit einem endlosen Tuche arbeiten.

---

[1]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation. — [2]) Ebendaselbst.

In Fig. 448 ist die Presse dieser Art von Poizot[1]) dargestellt. Das zur Verwendung kommende endlose Preßtuch ist um die Hauptpreßwalzen *F* und *G* und die Leitwalze *E* geschlungen und durch die Spannwalzen *D* und *D'* hinlänglich gespannt. Der aus dem Rumpfe *B* zwischen den stellbaren Walzen *C* hindurchfallende Rübenbrei wird zunächst einer Vorpressung durch die kleinen Druckwalzen *f* ausgesetzt, welche das Tuch mit dem darauf befindlichen Brei gegen den Umfang der großen Preßwalze *F* pressen. Zum Anpressen der Walzen *f* sind dieselben sämmtlich in den

Fig. 448.



um *g'* drehbaren Bügel gelagert, welcher durch die Schraube *g* an die Walze *F* angepreßt werden kann. Dadurch, daß man den Abstand der Walzen *f* von *F* stufenweise kleiner wählt, erhält man eine entsprechende Steigerung des Druckes, in Folge deren der Brei die letzte Druckwalze *f* in Form eines zusammenhängenden Kuchens verläßt, welcher durch die Walzen *f* schon größtentheils entsäftet wurde. Hierauf wird die Masse zwischen den Walzen *F* und *G* der Hauptpressung ausgesetzt. Während der nach unten ablaufende Saft von dem Troge *H* aufgenommen und abgeführt wird,

[1]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation, Fig. 64.

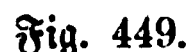
haftet der Preßling an dem Tuche und fällt von demselben auf dem Wege zwischen D' und D nach unten ab, um in einen Trichter zu gelangen, wo er mit Wasser gemengt wird, damit er hiernach einer nochmaligen Pressung in einer darunter stehenden eben solchen Presse ausgesetzt werde. Die Erfahrung hat nämlich ergeben, daß durch eine derartige zweimalige Pressung mit zwischen beiden Pressungen vorgenommener Wasserzuführung eine höhere Saftausbeute erreichbar ist, als durch ein nur einmaliges Pressen. Durch einen Schläger K werden die an dem Tuche etwa haftenden Rückstände gehörig abgelöst. Es muß bemerkt werden, daß die Hauptpreßwalzen F und G sowohl wie die Druckwalzen f mit Gummiüberzügen von etwa 10 mm Dicke bekleidet sind, wodurch der stattfindende Druck auf eine größere Fläche und während einer längeren Zeit ausgeübt werden soll, als es bei starren Walzen der Fall sein würde.

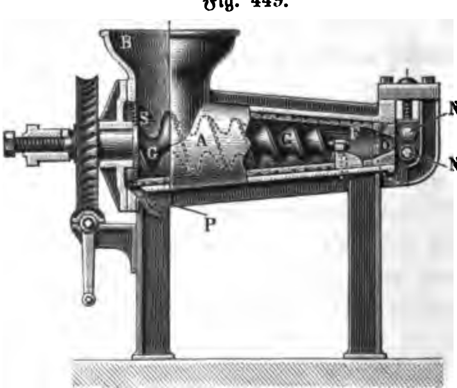
In Betreff der Leistungsfähigkeit der vorstehenden Pressen giebt unsere Quelle an, daß drei Pressen, von denen zwei für die erste Pressung und die dritte für die Nachpressung verwendet werden, in 24 Stunden 2800 bis 3200 Ctr. Rüben verarbeiten.

Schraubenpressen. Unter Schraubenpressen sollen hier diejenigen Maschinen verstanden werden, in denen das Zusammenpressen der Masse dadurch bewirkt wird, daß dieselbe gezwungen wird, sich längs der Gewindegänge einer Schraubenspindel oder Schnecke zu bewegen, in der Art etwa, wie eine zu dieser Schraubenspindel gehörige Mutter sich verschiebt, sobald die Spindel einer Drehung ausgesetzt wird, an welcher die Mutter nicht theilnehmen kann. Wenn hierbei der Querschnitt durch die Gewindegänge überall dieselbe Größe haben würde, so könnte eine Zusammenpressung nicht erzielt werden, vielmehr würde die Wirkung der ganzen Vorrichtung sich lediglich auf eine Fortbewegung der eingebrachten Masse beschränken, in der Art, wie sie von den bekannten Transportschnecken für Mehl und Getreidekörner in den Mahlmühlen hervorgebracht wird. Zur Erzeugung einer Zusammenpressung der Masse ist daher eine entsprechende Verkleinerung des Querschnitts der Gewindegänge anzuwenden und die Bedingung zu erfüllen, daß die Gewindegänge überall vollständig von der auszupressenden Masse erfüllt werden. Die Abführung der aus der Masse gepreßten Flüssigkeit kann man entweder durch den die Schnecke umgebenden, zu dem Zwecke siebartig durchbrochenen Mantel bewirken oder auch nach dem Inneren der hohl ausgeführten Schraubenaxe vornehmen. §. 129.

Von besonderer Bedeutung für die Wirksamkeit derartiger Pressen ist es, daß die in das Gehäuse eingebrachte Masse nicht an der Umdrehung der Schraube theilnimmt, weil in solchem Falle jede Fortbewegung der Masse in der Axenrichtung und damit auch jede pressende Wirkung ausgeschlossen

sein würde. Ein solches Umdrehen der Masse mit der Schraube, welchem sich im Allgemeinen nur die Reibung der Masse am Umfange des Mantels entgegensetzt, wird um so leichter zu befürchten sein, je schneller die Querschnittsverminderung der Schraubengänge stattfindet, und je größer daher der von der Masse ihrer Zusammendrückung entgegengesetzte Widerstand ist. Im Allgemeinen wird nämlich ein Zusammendrücken der Masse durch die Drehung der Schraube nur so lange stattfinden, als der durch die Masse gegen die Schraubengänge ausgeübte Widerstand in Bezug auf die Axe ein kleineres Moment hat, als der Reibungswiderstand, welcher sich am Gehäuseumfange einem Rotiren der Masse entgegensetzt. Hieraus geht die Regel hervor, die Druckflächen der Schraubengewinde möglichst glatt, den Umfang des Gehäuses dagegen thunlichst rauh auszuführen. Wie man in einzelnen Fällen durch besondere Kunstgriffe einer Umdrehung der Füllmasse im Gehäuse vorzubeugen gesucht hat, wird sich aus dem Folgenden ergeben.


Fig. 449.



Eine einfache Presse dieser Art zum Auspressen von Obst und anderen safthaltigen Früchten stellt Fig. 449 [1]) dar. Die durch den Trichter B eingefüllten Früchte werden von der in dem kegelförmigen Behälter A gelagerten conischen Schnecke G nach dem verjüngten Ende hingeschraubt, wo sie durch ein Mundstück D heraustreten. In Folge des sich allmählich verkleinernden Querschnittes der Schneckengänge wird ein zunehmender Druck auf die Masse ausgeübt, durch welchen der Saft aus den Längsspalten nach außen tritt, welche zwischen den einzelnen Latten vorhanden sind, aus denen die hölzerne Einlage F besteht. Ebenso gestattet das Sieb S dem Safte am weiten Ende des Behälters den Austritt. Der durch S und durch die Schlitze der Einlage F gepreßte Saft findet durch das Rohr P seinen Abfluß.

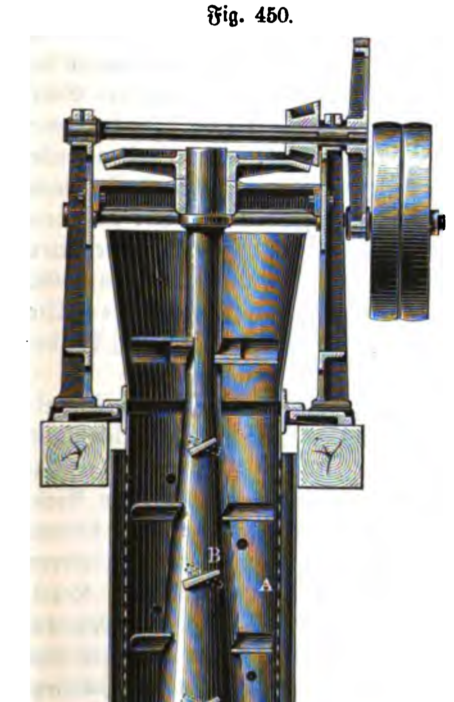
Das aus dem Mundstücke D heraustretende Preßgut soll, indem es zwischen die beiden Walzen N tritt, eine Umdrehung derselben bewirken und dadurch noch von einem Theile der darin enthaltenen Flüssigkeit befreit werden, eine Wirkung, die wohl nur in geringem Maße eintreten wird.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 43 543.

Anstatt die Verkleinerung des Querschnittes der Schraubengänge durch eine kegelförmige Gestalt des Gehäuses zu erreichen, kann man letzteres auch cylindrisch und den Kern für die Schraube conisch ausführen, wie dies bei der Presse von Klusemann[1]), Fig. 450, geschehen ist, die zum Auspressen der ausgelaugten Schnitzel in Rübenzuckerfabriken dient, wobei nicht sowohl die Gewinnung von Saft als vielmehr die Gewichtsverminderung der zum Viehfutter verwendeten Rückstände bezweckt wird. Die in dem feststehenden Siebcylinder A drehbar aufgehängte kegelförmige Axe B trägt hier nicht ein fortlaufendes Schraubengewinde, sondern einzelne schaufelförmige Bleche, welche als Theile eines zweigängigen Schraubengewindes zu betrachten sind. Vermöge dieser Anordnung drücken die einzelnen Blechschaufeln, ähnlich wie bei den bekannten Thonschneidern, die Masse, während sie dieselbe durchschneiden, gleichzeitig nach unten. Wegen der verhältnißmäßig kleinen Verticalprojection dieser Schaufeln ist hierbei nicht zu fürchten, daß die ganze Füllmasse an der Umdrehung der Spindel theilnehmen könnte, wie es kaum zu vermeiden ist, wenn die Spindel mit ununterbrochenen vollständigen Schraubenflächen versehen wird. Allerdings ist die Wirkung dieser isolirten Flügel deswegen eine unvollkommene, weil jede Partie des Preßgutes von einem solchen darüber hinstreichenden Flügel nur während sehr kurzer Zeit einen Druck empfängt, nach dessen Aufhören ein theilweises Zurücktreten des be-

Fig. 450.



[1]) Dr. Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation.

reits ausgepreßten Wassers stattzufinden pflegt. Wie die Verengung des Durchgangsquerschnittes durch die nach unten hin sich verdickende Spindel *B* erreicht wird, zeigt die Figur, und man ersieht daraus auch, wie das durch den Siebmantel *A* herausgepreßte Wasser vermittelst der beiden Röhren *G* abgeführt wird. Zur Regulirung des Druckes läßt sich die Austrittsöffnung des Gehäuses durch den Trichter *C* entsprechend verändern, indem dieser Trichter mittelst der Stellschrauben *s* auf dem unteren cylindrischen Ende der Schraubenspindel verschoben werden kann. Wenn auch nach den vorstehenden Bemerkungen durch derartige Maschinen eine sehr weit gehende Entwässerung nicht zu erreichen sein wird, so haben sich diese Pressen doch für den angeführten Zweck als Schnitzelpressen wegen ihrer einfachen Einrichtung und quantitativ guten Leistung bewährt. Eine Maschine dieser Art verarbeitet bei 55 Umdrehungen in der Minute in 24 Stunden 1000 bis 1200 Ctr. Rübenrückstände, deren Gewicht dadurch auf etwa die Hälfte herabgesetzt wird. Der dazu gehörige Kraftaufwand wird zu $1^1/_2$ Pferdekraft angegeben.

Um den vorstehend gedachten, mit der Anwendung einzelner Flügelschaufeln anstatt vollständiger Schraubenflächen verbundenen Uebelstand zu vermeiden, hat man dieser Presse die aus Fig. 451 [1]) ersichtliche Anordnung gegeben. Hier sind in dem nahezu cylindrischen Siebgehäuse *A* zwei Kegel *B* und *C* so angeordnet, daß der obere kleinere Kegel *B* sich lose auf dem punktirt gezeichneten Kerne des unteren Kegels *C* drehen kann. Diese beiden Kegel erhalten durch die Kegelräderpaare $b_1 b_2$ und $c_1 c_2$ von der Queraxe *D* durch die Riemenscheibe *E* Drehungen nach entgegengesetzten Richtungen und demgemäß sind die auf den Kegeln angebrachten Schraubengänge ebenfalls entgegengesetzt gerichtet, auf *B* linksgängig und auf *C* rechtsgängig. Es ist klar, daß in Folge dieser Anordnung die Gewindegänge beider Schrauben einen abwärts gerichteten Druck auf die zwischen ihnen befindliche Masse ausüben. Vermöge dieser Einrichtung war es möglich, den unteren Kegel *C* mit vollständigen Schraubenflächen auszurüsten, denn es ist nicht zu fürchten, daß die zwischen diesen Flächen enthaltene Masse an der Rechtsdrehung der Flügel theilnehmen werde, weil die Linksdrehung der darüber befindlichen Flügel von *B* sich dem widersetzt. Die obere Schraube *B*, welche mit isolirt stehenden Flügeln, wie in Fig. 450, versehen ist, dient hier hauptsächlich als Speiseapparat, während das eigentliche Auspressen vorzugsweise zwischen den Gängen der unteren Schraube bewirkt wird. Demgemäß erhält die obere Schraube, wie aus den Räderverhältnissen hervorgeht, eine größere Umdrehungsgeschwindigkeit als die untere, damit der letzteren stets

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 26.

die genügende Menge Material zugeführt werde. Der Abfluß des Wassers erfolgt bei dieser Maschine nicht nur durch die Löcher des Siebmantels *A*,

Fig. 451.



sondern auch in das Innere des unteren Kegels *C*, welcher zu dem Ende einen aus gelochtem Blech gebildeten Ueberzug erhalten hat, der die kegel-

förmige, hohle Spindel bedeckt, in welcher nach der Spitze gerichtete Schlitze angebracht sind.

Auch durch Anordnung von zwei Schrauben neben einander in demselben Gehäuse mit entgegengesetzt gerichteten Schraubengängen, die nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden, hat man den Zweck zu erreichen gesucht, wie aus den Figuren 452 und 453 [1]) ersichtlich ist. Man erkennt aus diesen Figuren, wie das durch einen Trichter bei *A* zugeführte



Fig. 452.

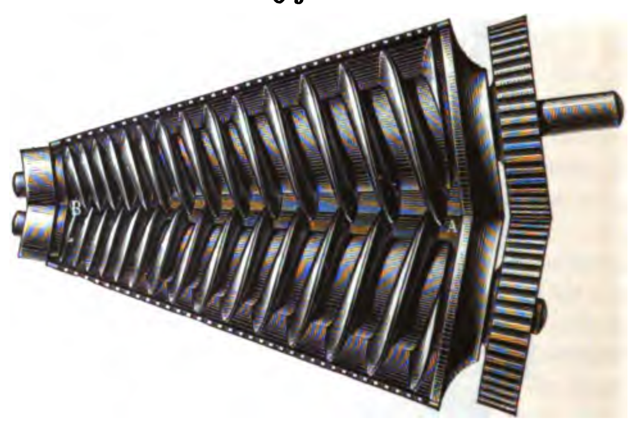
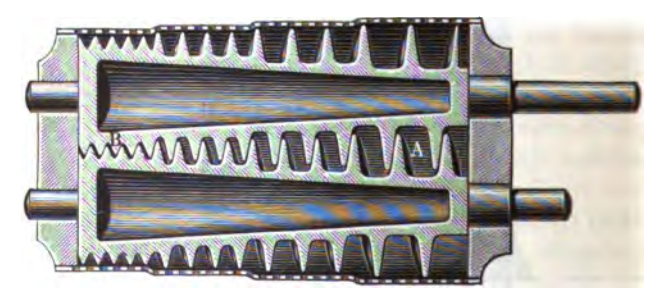


Fig. 453.



Material vermöge der Umdrehung der Schrauben nach *B* gelangt und dabei in einen entweder stetig, Fig. 452, oder stufenweise, Fig. 453, sich verkleinernden Raum eingepreßt wird.

Man hat bei diesen Pressen zuweilen auch cylindrische Schrauben von durchweg gleicher Steigung, also mit unveränderlichem Querschnitt, zwischen den Gängen angewendet. Es ist klar, daß vermöge einer solchen Anord-

---

[1]) D. R.-P. Nr. 24930.

nung, wie sie beispielsweise der Pieron'schen Presse[1]) zu Grunde liegt, eine eigentliche Pressung zwischen den Gewindegängen nicht erzielt werden kann, die letzteren vielmehr, wie bei allen Transportschnecken, lediglich eine Vorwärtsbewegung der eingeschlossenen Massen bewirken können. Die eigentliche Pressung wird bei diesen Maschinen dadurch erzielt, daß die durch die Schraube beförderte Masse am Ende des Gehäuses durch einen verengten Querschnitt hindurchgedrückt wird, welcher in geeigneter Weise, etwa durch ein mittelst einer Feder belastetes Ventil, regulirt werden kann. Offenbar dient bei diesen Pressen die Schraube nur zum Vorschieben des Materials, wie es bei den weiter unten angeführten Kolbenpressen durch einen Kolben bewirkt wird.

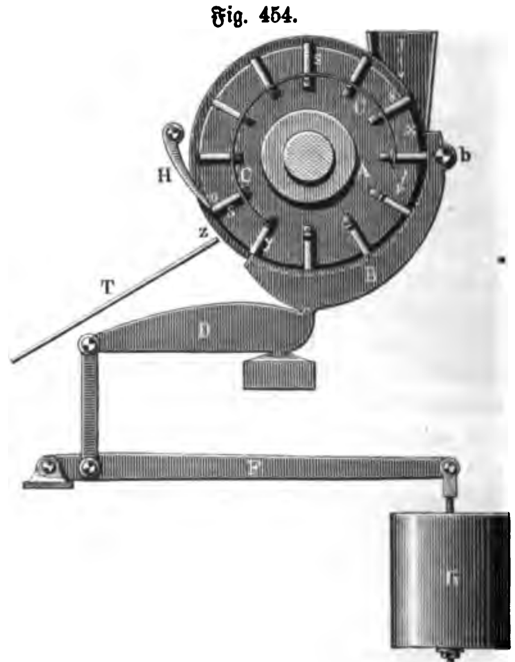
Keilpressen. Mit diesem Namen sollen hier diejenigen Pressen bezeichnet werden, in denen ein Preßraum von keilförmiger Gestalt zur Anwendung kommt, worin das Preßgut durch eine entsprechende Verschiebung einer allmählichen Verkleinerung seines Volumens und demgemäß einer zunehmenden Zusammenpressung ausgesetzt wird. Man hat eine derartige Wirkung verschiedentlich zu erzielen gesucht; es mögen im Folgenden einige dahin gehörige Constructionen angeführt werden. **§. 130.**

Die Maschine von Fritsche[2]), Fig. 454 (a. f. S.), verwendet eine auf einer wagerechten Axe angebrachte kreisrunde Scheibe A, gegen welche ein um den festen Zapfen b drehbarer Backen B mit Hülfe der beiden Hebel D und F durch das Gewicht G mit großer Kraft angepreßt wird. Zwischen dieser Scheibe A und dem in eine Nuth derselben eintretenden Backen B ist ein Canal enthalten, welcher von x nach y hin sich allmählich verengt, so daß eine Zusammendrückung des bei x eingeführten Materials bewirkt wird, wenn dasselbe gezwungen wird, an der Bewegung des Scheibenumfanges im Sinne des Pfeiles theil zu nehmen. Um dies zu erzielen, ist die Scheibe A mit zwölf in radialen Schlitzen verschieblichen Schiebern s versehen, welche, an der Umdrehung der Scheibe theilnehmend, vermittelst einer am Gestell der Maschine fest angebrachten Führungsschiene C, die in Nuthen der Schieber eintritt, so verschoben werden, daß sie bei o in die Scheibe zurückgezogen sind und bei x aus derselben um die Weite des erwähnten Preßcanals herausragen. In Folge dieser Anordnung wird das aus dem Rumpfe J in den Zwischenraum zwischen A und B fallende Preßgut von den dort heraustretenden Schiebern wie von Kolben erfaßt und in dem besagten Preßcanale fortgeschoben, so daß die zusammengedrückte und ausgepreßte Masse bei z in Form einzelner Preßlinge den Canal verläßt, um auf der geneigten Ebene T herabzugleiten. Der Abstreicher H reinigt die Scheibe von etwa anhaftender Masse.

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 11. — [2]) D. R.-P. Nr. 16549.

Ohne die Anwendung der Schieber oder Kolben würde die beabsichtigte Wirkung deswegen nicht möglich sein, weil dann die Scheibe auf die in dem Canale enthaltene Masse höchstens mit einer Kraft im Betrage der gleitenden Reibung zwischen Scheibe und Masse wirken könnte, eine Kraft, die wohl kaum die Reibung zwischen der Masse und dem Backen B zu überwinden gestatten würde. In Folge der angeordneten Kolben s wird dagegen mit Sicherheit eine Verschiebung der Masse in dem Canal eintreten, und weil dies der Fall ist, mußte der Backen B in gewisser Weise nachgiebig gemacht werden, wie man sich leicht durch die folgende Betrachtung verdeutlicht. Gesetzt, es wäre der Backen B ein vollkommen unbewegliches Stück, und die Weite des Canales sei an der Eintrittsstelle x durch w_1 und an der Austrittsstelle y durch w_2 bezeichnet, so müßte das Volumen des bei x eingeführten Preßgutes während des Pressens in dem Verhältnisse dieser Weiten $w_1 : w_2$ verkleinert werden.

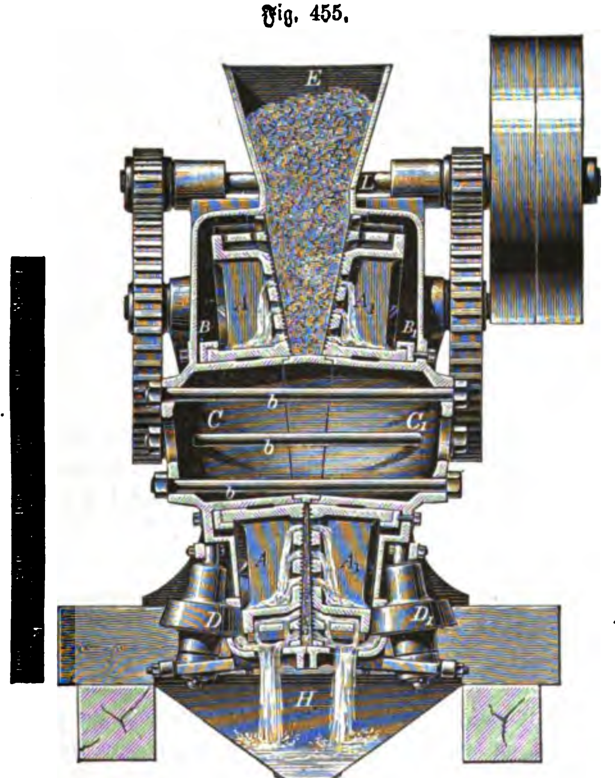
Fig. 454.



Angenommen, eine derartige Volumenverminderung sei für eine ganz bestimmte Masse, d. h. bei einem ganz bestimmten Gehalte derselben an Flüssigkeit möglich und auch zweckmäßig, indem bei dem gewählten Verhältnisse von w_1 und w_2 diese Masse gerade so weit entsäftet werde, wie es praktisch noch angängig ist. Dann ergiebt sich sogleich, daß die Maschine nicht mehr vortheilhaft arbeiten könnte bei Verwendung einer Masse mit einem größeren Flüssigkeitsgehalte, weil diese offenbar eine stärkere Zusammenpressung zulassen würde. Ebenso folgt andererseits, daß bei einem geringeren Flüssigkeitsgehalte der Masse eine Verarbeitung derselben überhaupt nicht thunlich wäre, denn da dieselbe einer so starken Zusammenpressung wahrscheinlich überhaupt nicht befähigt ist, so würde die zum Umdrehen der Scheibe erforderliche Kraft so bedeutend anwachsen, daß ein Stehenbleiben der Maschine oder der

Bruch eines Theiles in Aussicht stände. Da nun aber selbstverständlich die zu verarbeitenden Massen niemals stets vollkommen gleich in Hinsicht ihres Flüssigkeitsgehaltes und in Folge davon in Betreff ihrer Zusammendrückbarkeit sind, so hat man den Backen *B* vermittelst der Hebelconstruction in geringem Grade nachgiebig gemacht. Daß man hierbei stets mit einem

Fig. 455.



nahezu gleichen, durch das Belastungsgewicht *G* und das Hebelübersetzungsverhältniß festgestellten Drucke arbeitet, ist ohne Weiteres deutlich.

In anderer Weise ist derselbe Zweck einer Bewegung der Masse durch einen keilförmig sich verengenden Canal bei der Maschine von Selwig & Lange[1]), Fig. 455, erreicht worden. Hier sind zwei mit gelochten Siebblechen bekleidete Scheiben A und A_1 von der Gestalt stumpfer Kegel auf zwei unter einem stumpfen Winkel gegen einander geneigten Axen angebracht,

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 30 und 31.

denen durch Zahngetriebe eine langsame Drehung ertheilt wird. Wenn die zu pressende Masse aus einem Rumpfe E an derjenigen Stelle zwischen die beiden Scheiben geführt wird, wo dieselben den größten Abstand haben, so wird bei der Umdrehung der Scheiben diese Masse um so mehr zusammengedrückt, je weiter sie sich dem der Einführungsstelle diametral gegenüber liegenden Radius nähert. Hierdurch wird auf dem einer halben Umdrehung entsprechenden Wege die Masse einer fortwährenden Zusammendrückung ausgesetzt, wodurch ein Auspressen der flüssigen Bestandtheile bewirkt wird, die durch die Blechsiebe und die in den Scheiben enthaltenen Durchbrechungen Abfluß finden, während der Preßling hinter der engsten Stelle durch eine Oeffnung des umgebenden Gehäuses B austritt.

Fig. 456.

Als Drehaxen dienen den Scheiben A die Hohlcylinder C, welche durch die Bolzen b zusammengehalten werden, die Rollen D sollen den zwischen den Scheiben auftretenden Druck aufnehmen. Der Trichter H dient zur Abführung des Saftes.

Die Größe der Querschnittsverengung zwischen dem Eintritt und Austritt der Masse bestimmt sich hier aus dem Winkel 2γ an der Spitze jedes der Kegel, Fig. 456, und aus der Neigung α der Kegelaxen gegen den Horizont wie folgt. Wenn mit r der Halbmesser einer Scheibe, in der Kegelseite gemessen, bezeichnet wird und b_1 die größte, sowie b_2 die kleinste horizontale Entfernung der Scheibenumfänge an der Eintrittsstelle und bezw. an der Austrittsstelle bedeuten, so hat man, unter β_1 und β_2 die Winkel verstanden, welche die Kegelseiten an diesen Stellen mit der verticalen Mittelebene bilden, nach der Figur

$$b_1 = 2r \sin\beta_1$$

und

$$b_2 = 2r \sin\beta_2.$$

Nun ist aber ebenfalls nach der Figur

$$\beta_1 + \gamma = 90^0 + \alpha$$

und

$$\beta_2 + \gamma = 90^0 - \alpha,$$

folglich auch

$$\alpha = \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}$$

und

$$\gamma = 90 - \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Beispiel. Gesetzt, es sei für eine solche Presse $r = 0,75$ m gewählt und es soll die Entfernung der Scheibenränder an der weitesten Stelle $b_1 = 0,20$ m und an der engsten Stelle $b_2 = 0,05$ m sein, so hat man für die Winkel β_1 und β_2 die Gleichungen:

$$\sin \beta_1 = \frac{0,20}{2 \,.\, 0,75} = 0,1333;\ \beta_1 = 7^0\,40'$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0,05}{2 \,.\, 0,75} = 0,0333;\ \beta_2 = 1^0\,54',$$

so daß der Winkel an der Spitze für den Kegel zu

$$\gamma = 90^0 - 4^0\,47' = 85^0\,13'$$

und die Neigung einer Axe gegen den Horizont zu

$$\alpha = \frac{7^0\,40' - 1^0\,54'}{2} = 2^0\,53'$$

folgt.

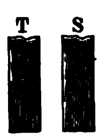
Die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen ist nach unserer Quelle für Scheiben von 1,45 m Durchmesser, welche 0,9 bis 1 Umdrehung in der Minute machen, zu 3000 bis 4000 Ctr. Rüben und für Scheiben von 1,8 m Durchmesser und 0,6 bis 0,7 Umdrehungen in der Minute zu 5000 bis 6000 Ctr. täglich (24 Stdn.) anzunehmen. Als Kraftbedarf soll man für je 1000 Ctr. täglicher Verarbeitung $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ Pferdekraft rechnen dürfen.

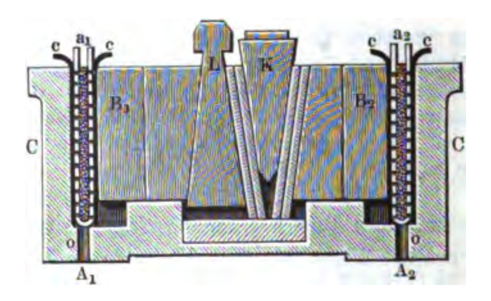
§. 131. **Kolbenpressen** sollen diejenigen Pressen genannt werden, in welchen die von der Flüssigkeit zu trennende Masse in einem cylindrischen oder prismatischen Gefäße befindlich ist und den Preßdruck dadurch empfängt, daß eine den Querschnitt dieses Gefäßes kolbenartig ausfüllende Platte mit entsprechender Kraft gegen die Masse gedrückt wird, die sich andererseits gegen die feste Stirn- oder Bodenwand des Preßgefäßes stützt. Zu dieser Art von Pressen gehören die einfachen Vorrichtungen, welche zum Auspressen von Obst und Trauben benutzt werden und in der Hauptsache aus einer cylindrischen Bütte bestehen, in welcher ein kreisrunder Deckel mittelst einer Schraubenspindel auf das in der Bütte befindliche Obst gepreßt wird, wobei der Saft durch Löcher im Boden oder in der Wand nach außen tritt. Hierbei ist es für die Wirkung der Presse unerheblich, ob die zu pressenden Massen unmittelbar oder in Preßsäcke geschlagen in die Bütte gebracht werden.

Zu diesen Pressen sind ferner auch die zur Gewinnung des Oels aus den zu Mehl zerkleinerten Oelfrüchten (Rübsamen, Raps, Leinsamen) dienenden Vorrichtungen zu rechnen, welche zunächst näher besprochen werden mögen.

Das Auspressen des Oels aus den betreffenden Früchten erfordert immer die Anwendung von Tüchern oder Beuteln aus Haartuch oder Wollengewebe, da die Samen vorher zu so feinem Mehl gemahlen werden müssen daß metallene Siebe von hinreichender Feinheit nicht zu beschaffen sein würden. Der Druck, welchem die Oelsamen ausgesetzt werden müssen, ist immer ein sehr starker, und zwar nicht nur, weil der hohe Preis des Oels eine möglichst vollständige Gewinnung desselben erstrebenswerth macht, sondern auch, weil bei der im Verhältniß zu dem Gewichte der Trockensubstanz geringen Menge des in den Samen enthaltenen Oels das letztere mit entsprechend großer Kraft von den festen Zellenwandungen zurückgehalten wird.

Fig. 457.





Um den beweglichen Kolben mit großer Kraft gegen den Oelsamen zu pressen, hat man sich verschiedener Getriebe bedient, durch welche eine erhebliche Kraftsteigerung erzielt werden kann; insbesondere wandte man hierzu bei den älteren Oelpressen Keile an, welche durch die Stöße von Stampfern angetrieben wurden. Eine solche Keilpresse, oder, wie sie auch genannt wurde, holländische Rammpresse, wird durch Fig. 457 veranschaulicht. Diese Presse ist mit zwei Preßörtern A_1 und A_2 versehen, von denen jeder zur Aufnahme eines mit Oelsamen gefüllten Preßbeutels a_1 und a_2 dient, welche beide gleichzeitig dadurch ausgepreßt werden, daß die beiden Klötze B_1 und B_2 nach außen gedrängt werden, sobald der Keil K durch auf seinen Rücken ausgeübte Stöße eingetrieben wird. Als Gegenlager zur Aufnahme des Druckes dient hierbei auf jeder Seite die Stirnwand C des gußeisernen Preßtroges, welcher letztere kräftig genug ausgeführt sein muß, um den starken Stoßwirkungen zu widerstehen. Zur möglichsten Schonung der Preßtücher wird jeder Beutel zwischen zwei siebartig durchlöcherte Preßbleche gesetzt, welche sich gegen die Druckplatten c, die sogenannten Jager, lehnen, die behufs des Oelabflusses auf den von den Preßblechen bedeckten Flächen mit feinen, von der Mitte nach beiden Seiten hin geneigten Rillen versehen sind. Das in

diesen Rillen herablaufende Oel wird durch die im Boden jedes Preßortes angebrachte Oeffnung *o* nach dem betreffenden Sammelbehälter abgeführt. Zum Antreiben des Keiles *K* dient ein über demselben befindlicher Stampfer *S*, welcher durch eine Daumenwelle in der aus §. 5 bekannten Weise auf eine gewisse Höhe erhoben wird, um darauf niederzufallen und auf den Keil eine Arbeit gleich *Gh* mkg zu übertragen, wenn *G* das Gewicht des Stampfers in Kilogrammen und *h* seine Fallhöhe in Metern bedeutet. Ist durch eine gewisse Anzahl von Schlägen der Keil *K* so weit eingetrieben, daß die weiteren Schläge eine merkliche Wirkung nicht mehr ausüben, so läßt man die Presse meist einige Minuten unter Druck stehen, um, nachdem hierauf der Keil *K* noch einige Schläge erhalten hat, ein Oeffnen der Presse zu bewirken. Zu diesem Zwecke genügt es, auf den zweiten sogenannten Lösekeil *L* einige Schläge durch den Stampfer *T* auszuüben, in Folge deren dieser Keil herabfällt, so daß die einzelnen Theile in der Presse zurückgeschoben und die Preßbeutel mit den darin enthaltenen Kuchen durch andere mit frischem Samen gefüllte ersetzt werden können. Zur Einleitung der darauf folgenden Pressung genügt es, den Lösekeil mittelst einer Schnur wieder emporzuziehen, worauf man den Stampfer *S* wieder fallen läßt.

Es ist allgemein üblich, den Oelsamen vor dem Pressen in besonderen Samenwärmern auf eine höhere Temperatur von etwa 100° C. zu erwärmen, weil hierdurch das Oel dünnflüssiger wird, und sich daher leichter auspressen läßt. Auch hat die Erfahrung gezeigt, daß es bezüglich einer möglichst großen Ausbeute an Oel vortheilhaft ist, ein zweimaliges Pressen vorzunehmen, ein erstes oder Vorpressen des erwärmten Samens und darauf das zweite oder Nachpressen des Mehles, das aus den Kuchen der Vorpresse durch ein vorheriges Mahlen gewonnen und gleichfalls angewärmt wurde. In der Regel pflegt man bei dem Nachpressen einen stärkeren Druck auszuüben, als beim Vorpressen.

Derartige Rammpressen werden heutzutage kaum noch in kleineren und älteren Oelmühlen angewendet, in allen größeren Betrieben sind sie durch die hydraulischen Pressen verdrängt worden. Anstatt des Keilgetriebes hat man wohl auch Schrauben oder Kniegelenke[1]), excentrische Scheiben[2]) und sonstige Getriebe zur Bewegung der Preßplatten in Oelpressen vorgeschlagen, ohne daß jedoch diese Anordnungen eine größere Verbreitung gefunden hätten.

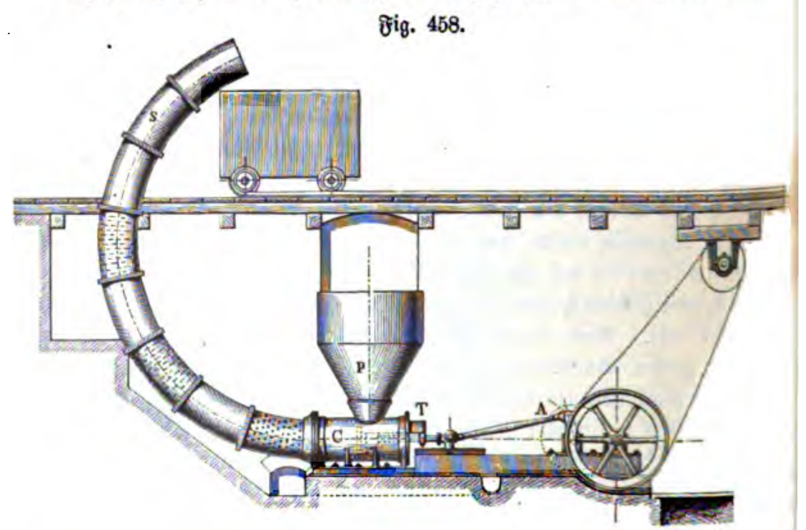
Kolbenpressen mit einem cylindrischen Preßgefäße und einem durch eine Kurbel bewegten Preßkolben hat man ebenfalls in solchen Fällen zur Verwendung gebracht, wo ein nur mäßiger Druck erforderlich ist, z. B. als

---

[1]) Le Blanc et Pouillet, Portefeuille industr., T. I, Pl. 23.
[2]) Bulletin d'encouragement 1827, p. 33.

Schnitzelpressen in Zuckerfabriken. In Fig. 458 ist die in dieser Art ausgeführte Schnitzelpresse von Rudolph[1]) dargestellt. Man erkennt hier ohne Weiteres, wie in dem liegenden Cylinder C ein Kolben durch die Kurbelwelle A hin und her bewegt wird, und es ist ersichtlich, daß die bei dem Rückgange dieses Kolbens aus dem Behälter P durch eine Oeffnung in den Cylinder gefallenen Schnitzel bei dem darauf folgenden Vorwärtsgange des Kolbens aus dem Cylinder herausgeschoben werden. Damit nun hierbei der zum Auspressen des Saftes erforderliche Druck ausgeübt werde, ist hier die Einrichtung getroffen, daß die aus dem Cylinder geschobenen Rübenschnitzel ein längeres, gekrümmtes Rohr passiren müssen, wodurch gleichzeitig eine Beförderung der ausgepreßten Masse in das darüber

Fig. 458.



befindliche Stockwerk bewirkt wird. Als Widerstand, welcher sich der Bewegung der Masse hierbei entgegensetzt, und daher den Preßdruck bestimmt, hat man außer dem Gewichte der in dem Rohre enthaltenen, einer Hebung unterliegenden Masse auch die Reibung derselben an den Rohrwandungen anzusehen, und es ist leicht ersichtlich, daß man diesen Druck durch eine entsprechende Verengung des Querschnittes bei dem Uebergange zwischen dem Cylinder C und dem Rohre S beliebig vergrößern kann. Um bei dieser Presse dem Wasser den Austritt aus den Schnitzeln zu ermöglichen, sind, wie aus der Figur zu ersehen ist, einzelne Theile des Rohres S mit den entsprechenden Sieböffnungen versehen, auch hat man den Kolben

---

1) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 27.

selbst in dieser Weise durchlässig gemacht. Um übrigens bei dem Vorgange des Kolbens während der Pressung ein Herabfallen von Schnitzeln aus dem Rumpfe P zu verhüten, ist mit der Kolbenstange ein Schieber T verbunden, welcher, der Cylinderwandung sich anschmiegend, einen Verschluß der Einfallöffnung bewirkt, wenn der Kolben vorwärts geht.

Hydraulische Pressen. In fast allen den Fällen, in denen es sich um die Ausübung sehr bedeutender Druckkräfte handelt, werden die hydraulischen Pressen wegen der vergleichsweisen Einfachheit angewendet, mit welcher bei ihnen eine große Kraftsteigerung sich erreichen läßt. So haben insbesondere in den Oelmühlen diese Pressen zur Gewinnung des Oels aus dem Samen sich allgemeine Anwendung verschafft, während in Zuckerfabriken die früher ziemlich allgemein angewandten hydraulischen Pressen vielfach durch die leistungsfähigeren Walzenpressen ersetzt worden sind, weil die saftreicheren Rüben nicht so große Pressungen erfordern. §. 132.

Die allgemeine Einrichtung einer hydraulischen Presse ist schon aus Th. III, 2, §. 15 bekannt, woselbst die Verwendung derselben als Maschine zum Heben von Lasten besprochen wurde. Es kann daher hier als bekannt vorausgesetzt werden, daß jede hydraulische Presse der Hauptsache nach aus einem cylindrischen Plungerkolben besteht, der in einem gußeisernen Hohlcylinder sich dichtschließend verschiebt, indem derselbe durch den Druck des in dem Cylinder eingeschlossenen Wassers gegen die Endfläche des Kolbens bewegt wird. Ebenso darf als bekannt vorausgesetzt werden, daß die Pressung des in dem Cylinder befindlichen Wassers für gewöhnlich durch eine Pumpe erzeugt wird, welche das Wasser in den Cylinder hineinbefördert. Es wurde ferner an der angezeigten Stelle auch angegeben, daß die auf den Pumpenkolben vom Querschnitt f wirkende Kraft P einen von dem Preßkolben ausgeübten Druck hervorruft, der, abgesehen von der Kolbenreibung, zu

$$\frac{F}{f}\,P = Q$$

sich bestimmt, wenn F den Querschnitt des Preßkolbens bedeutet. Das Verhältniß $F:f$ der Querschnitte des Preßkolbens zum Pumpenkolben bedingt hiernach die Größe der Kraftsteigerung, woraus man ersieht, daß mittelst der hydraulischen Pressen in einfacher Art eine bedeutende Vergrößerung der ausgeübten Druckkraft erzielt werden kann. Beispielsweise nimmt bei einem Durchmesser des Preßkolbens $D = 0{,}30$ m und einem solchen des Pumpenkolbens $d = 0{,}020$ m jenes Verhältniß $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{d^2}$ den beträchtlichen Werth $\frac{30}{2^2} = 225$ an, so daß, abgesehen von schädlichen Neben-

hindernissen, wie Kolbenreibungen, mit je einem Kilogramm der auf den Pumpenkolben wirkenden Kraft durch den Preßkolben eine Pressung von 225 kg ausgeübt werden kann. Natürlich wird entsprechend dem allgemeinen Princip der virtuellen Bewegungen die bei einer bestimmten Bewegung des Pumpenkolbens um s eintretende Verschiebung des Preßkolbens in demselben Verhältnisse geringer ausfallen. Eine so bedeutende Geschwindigkeitsverringerung bezw. Kraftsteigerung ist mit den gewöhnlichen Maschinengetrieben, wie Rädern und Hebeln, nicht in so einfacher Weise zu erlangen. Wollte man beispielsweise durch Anwendung von Zahnrädern dieselbe Verlangsamung erzielen, so würde man dazu drei auf einander folgende Rädervorgelege im Verhältniß von etwa 1 : 6 anwenden müssen, in welchem Falle die Geschwindigkeit der Axe des letzten großen Rades zu derjenigen des ersten kleinen Getriebes sich wie 1 : 216 verhalten würde. Eine derartige Einrichtung würde viel weniger einfach und in Folge davon mit größeren, durch schädliche Widerstände verursachten Kraftverlusten verbunden sein. Nur etwa bei der Verwendung von Schrauben könnte man in einfacher Art eine große Verlangsamung der Bewegung erzeugen, insbesondere bei der Anwendung eines Schneckenrades mit entsprechend großer Zähnezahl, in welches eine Schraube ohne Ende eingreift. Es ist aber in Th. III, 1 gezeigt worden, daß Schrauben, insbesondere solche mit geringer Neigung, nur einen sehr kleinen Wirkungsgrad ergeben, der bei den hier in Betracht kommenden Verhältnissen meist nicht größer als etwa 0,30 sein wird. Es geht hieraus hervor, daß die Anwendung von Schrauben für Pressen, die regelmäßig zu betreiben sind, nicht zu empfehlen ist, wenn auch in solchen Fällen, wo eine Presse nur hin und wieder gebraucht wird, die Anwendung von Schrauben geschehen mag, da der Arbeitsverlust bei dem seltenen Gebrauche weniger ins Gewicht fällt. Aus den vorstehenden Gründen ergiebt sich, warum für große Druckkräfte und regelmäßigen Betrieb die hydraulischen Pressen eine so verbreitete Anwendung gefunden haben.

In Betreff des Einsatzes für hydraulische Pressen, d. h. was die Anordnung des einer solchen Presse zu übergebenden Preßgutes anbetrifft, gelten ganz ähnliche Betrachtungen, wie sie in §. 126 für die Filterpressen angestellt worden sind. Auch hier preßt man immer die Masse in dünnen Schichten, welche durch metallene Preßbleche von einander getrennt, in einer Anzahl von 6 bis 10 den Einsatz bilden und nach geschehener Pressung ebenso viele Preßkuchen ergeben. Natürlich müssen hier die Preßbeutel oder Preßtücher einzeln durch Handarbeit gefüllt werden, während bei den Filterpressen die bloße Zuführung der zur Verwendung kommenden schlammartigen Masse genügt, um eine selbstthätige Entstehung der Kuchen zu ermöglichen, was bei den hydraulischen Pressen niemals der Fall ist.

Daß die Pressung in den Filterpressen immer weit schwächer als die in hydraulischen Pressen ist, trotzdem der Gesammtdruck auf eine Filter-

platte, wie in §. 127 gezeigt wurde, sehr bedeutend ausfallen kann, ist leicht ersichtlich, denn die ganze Anordnung der ebenen Rahmen in den Filterpressen gestattet nicht, mit so großen Flüssigkeitsdrucken zu arbeiten, wie man sie unbedenklich in den viel widerstandsfähigeren Cylindern der hydraulischen Pressen in Anwendung bringen darf. Während die Flüssigkeit in den Filterpressen selten einem über 10 Atmosphären steigenden Drucke ausgesetzt sein wird, arbeitet man in den Cylindern der hydraulischen Pressen mit Pressungen von 100 bis 150 Atmosphären und darüber. Hierzu tritt der Umstand, daß durch den Flüssigkeitsdruck in den Filterpressen auch unmittelbar der auf das Preßgut wirkende Druck dargestellt ist, während man bei hydraulischen Pressen dadurch noch eine wesentliche Steigerung des auf die Flächeneinheit entfallenden Druckes erzeugen kann, daß man die dem Druck ausgesetzte Fläche der Preßplatten entsprechend kleiner annimmt, als den Querschnitt des Preßkolbens.

Die ersten hydraulischen Pressen waren als stehende, d. h. mit vertical aufgestelltem Preßcylinder und darüber angeordneter Preßkammer ausgeführt. Diese Anordnung gewährt den Vortheil, daß nach beendigter Pressung die Rückbewegung des Preßkolbens ohne Weiteres durch dessen Eigengewicht erfolgt, sobald man nur dem unter dem Kolben befindlichen Druckwasser durch Oeffnung eines Ventils den Ausgang aus dem Cylinder gestattet. Später hat man vielfach die hydraulischen Pressen in Oelfabriken in liegender Ausführung, d. h. mit horizontal aufgestelltem Cylinder, in Anwendung gebracht, und zwar hauptsächlich aus dem Grunde, weil diese Anordnung ein leichteres Füllen und Entleeren der Presse gestattet und weil auch die Abführung des ausgepreßten Oels in einfacherer Art zu ermöglichen ist, als bei den stehenden Pressen. Dagegen hat man bei den liegenden Pressen stets ein besonderes Mittel zur Rückführung des Preßkolbens beim Lösen der Presse anzuwenden, wozu man sich in der Regel einer besonderen kleinen Gegenpresse bedient, deren Preßkolben durch den auf ihn wirkenden Wasserdruck die Rückbewegung bewirkt. Von der ursprünglich beliebten Anwendung eines Gegengewichtes behufs der Rückführung des Preßkolbens ist man jetzt zurückgekommen. Daß die horizontalen Pressen einen größeren Raum erfordern als die verticalen, ist leicht ersichtlich.

Das zur Bewegung einer hydraulischen Presse dienende Pumpwerk versieht man in der Regel mit zwei Pumpen, deren Kolben verschiedene Durchmesser und meist auch verschiedenen Hub haben, so daß die größere Pumpe durch jeden Hub drei- bis viermal so viel Wasser fördert, wie die kleinere. Der Zweck dieser Einrichtung ist folgender. Im Beginn einer jeden Pressung ist nur ein verhältnißmäßig geringer Druck erforderlich, um das Oel zum Ausfließen aus den Samen zu veranlassen, und erst nach Maßgabe der Zusammendrückung des Samens wird eine stärkere Pressung

erforderlich. Um die letztere zu erzeugen, dient die kleinere Pumpe, welche gegen Ende einer jeden Pressung allein in Wirksamkeit tritt. Wollte man dagegen auch während des ersten Theiles der Pressung diese kleinere Pumpe allein in Anwendung bringen, so würde hierfür zwar eine sehr geringe Betriebskraft ausreichen, jedoch auch eine unverhältnißmäßig große Zeit für jede Pressung erforderlich sein. Um diese Zeit thunlichst abzukürzen, arbeitet man daher zu Anfang der Pressung mit beiden Pumpen, und rückt, wenn mit steigendem Drucke der Widerstand des Pumpwerkes zu groß wird, die größere Pumpe gänzlich aus, um mit der kleinen Pumpe allein die Pressung zu beenden. Die Ausrückung der betreffenden Pumpe pflegt man vielfach durch ein geringes Anheben des Saugventils zu bewirken, wodurch dem beim Aufwärtsgange des Kolbens angesaugten Wasser der Rückgang durch das Saugrohr beim Niedergange des Kolbens ermöglicht wird. Um diese Abstellung selbstthätig zu machen, benutzt man häufig die Bewegung eines kleinen Plungerkolbens, welcher dem Drucke des von der Pumpe nach dem Preßcylinder fließenden Wassers ausgesetzt und durch einen Gewichtshebel so belastet ist, daß er bei einer bestimmten Pressung des Wassers sich nach außen verschiebt. Daß man bei allen hydraulischen Pressen durch geeignete Sicherheitsventile einer übermäßigen Pressung, durch welche der Preßcylinder zersprengt werden könnte, vorbeugen wird, bedarf nur der Erwähnung.

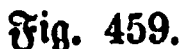
Wie schon im vorigen Paragraphen bemerkt wurde, führt man in Oelmühlen eine zweimalige Pressung aus und verwendet zu dem Ende Vorpressen und Nachpressen, derart, daß in den letzteren ein größerer Druck auf den Samen ausgeübt wird, als in den Vorpressen, was man entweder durch einen größeren Durchmesser des Preßcylinders oder durch einen kleineren Querschnitt der Preßkammer erreichen kann.

§. 133. **Fortsetzung.** Eine stehende hydraulische Presse zum Auspressen von Oelsamen ist durch die Fig. 459[1]) dargestellt und nach dem Vorangegangenen leicht verständlich. Der in dem gußeisernen Cylinder *a* durch eine Ledermanschette *b* gedichtete Preßkolben *c* von 0,32 m Durchmesser endigt oberhalb in die Preßplatte *d*, auf welche ein mit erwärmtem Oelsamen gefüllter Preßbeutel zu liegen kommt, nachdem zunächst die mit Rillen versehene Preßfläche mit einem siebartig durchlöcherten Preßbleche bedeckt ist. Ein dieses Blech umgebender, gleichfalls durchlöcherter Ring *e* hält den Samen zusammen. Darüber sind noch sechs solcher Preßplatten zur Aufnahme von ebenso vielen Preßtüchern befindlich, und man erkennt aus der Figur, wie jede dieser Preßplatten unterhalb zu einer cylindrischen Scheibe

---

[1]) Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, Jahrg. 1857. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. 2, Oelmühlen.

ausgebildet ist, welche in den Blechring der darunter befindlichen Preßplatte eintritt, so daß sie wie ein Kolben die unter ihr befindliche Masse zusammendrückt, wenn der Preßkolben *c* emporsteigt. Die für die oberste Preßplatte zur Wirkung kommende Scheibe befindet sich an dem Querhaupte *g* der Presse, das mit dem Preßcylinder durch vier starke schmiedeiserne Säulen *h* verbunden ist, die den Preßplatten gleichzeitig zur Führung dienen. Das in den Rillen jeder Preßplatte abfließende Oel sammelt sich in einer ringsum angebrachten Rinne *i*, von wo es durch eine Ansatzröhre *k* in das Abführungsrohr *l* gelangt. Das letztere ist an der der Presse zugewendeten Seite mit einem Schlitze zur Aufnahme der Ansatzröhren *k* versehen, wodurch den letzteren das Auf- und Niedersteigen ermöglicht wird, ohne die Ableitung des Oels zu unterbrechen.



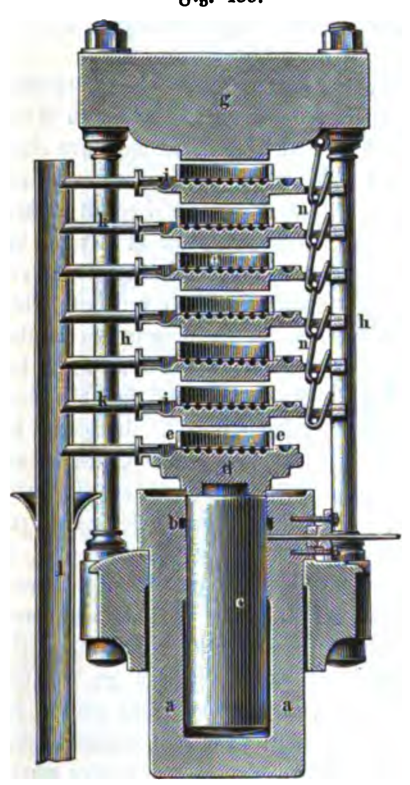


Fig. 459.

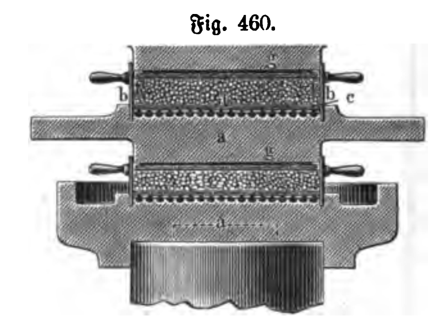
Um ein bequemes Füllen und Entleeren der Preßplatten zu ermöglichen, sind an den einzelnen Preßplatten an zwei gegenüberliegenden Punkten Kettenglieder *n* von solcher Form angebracht, daß jede Preßplatte in den hakenförmigen Kettengliedern der darüber befindlichen Platte und die oberste an dem Querhaupte *g* hängt, wenn der Preßkolben seine tiefste Lage einnimmt. Vermöge dieser Anordnung kann über jeder Preßplatte das Ein- und Ausbringen des Preßbleches mit dem Ringe *e* und dem darin enthaltenen Samen bewirkt werden, ohne ein Entfernen der Preßplatten vornehmen zu müssen. Die hakenartige Gestalt der Kettenglieder gestattet das Aufsteigen der Preßplatten, ohne die gedachte Verbindung derselben aufzuheben.

Um die Preßtücher gänzlich zu umgehen und dadurch die nicht unerheblichen Kosten für die Unterhaltung derselben zu ersparen, hat man mancherlei Ausführungen vorgeschlagen und in Anwendung gebracht. Hierhin

gehört die Anordnung von Fesca[1]), Fig. 460, bei welcher auf jede Preßplatte *a* ein kreisförmiger Blechring *b* gestellt wird, in den das Preßgut ohne Preßbeutel eingebracht wird, nachdem man zuvor auf die mit Rillen versehene Preßplatte ein siebförmig durchlöchertes Blech *c* und hierauf eine kreisförmige Filzplatte *d* gelegt hat. Eine ebensolche Filzplatte bildet auch die obere Begrenzung des Samens, und ein federnder Ring *f* soll den dichten Abschluß bewirken. Auch hier ist die darüber befindliche Preßplatte mit einer Scheibe *g* versehen, welche, in den Ring *b* eintretend, wie ein Kolben den Samen zusammenpreßt.

Auch bei der Presse von Ehrhardt[2]), Fig. 461, sind die Preßtücher vermieden, indem hierbei die zur Aufnahme des Samens bestimmten Kammern *a* durch trapezförmige Rahmen *b* gebildet werden, welche unten einen lose eingelegten Siebboden *c* enthalten und oben durch die darüber befindliche Preßplatte *d* bedeckt werden. Jede Preßplatte ist hier mit der nach oben vorspringenden geriffelten Scheibe *e* versehen, welche bei der Pressung in den darüber befindlichen Rahmen eintritt, den Siebboden hebt und die Saat zusammenpreßt. Um hierbei die zum Füllen und Entleeren der Presse erforderliche Zeit, während welcher die Presse nicht zur Wirkung kommt, auf einen möglichst geringen Betrag herabzuziehen, ist die Einrichtung getroffen, daß zu jeder Preßplatte *d* zwei Rahmen *b* vorhanden sind, welche in Führungsschienen der Preßplatten sich horizontal nach der einen oder anderen Seite der Presse verschieben lassen. In Folge dieser Einrichtung kann, während der Inhalt des einen Rahmens der Pressung ausgesetzt ist, der andere seitlich herausgezogene Rahmen gefüllt werden, um nach beendigter Pressung in die Presse eingeführt zu werden, nachdem zuvor der darin befindliche Rahmen nach der anderen Seite herausgezogen wurde. Während der nun folgenden Pressung kann dieser Rahmen nach Entfernung des Kuchens nun ebenfalls gefüllt werden u. s. f. Aus der Figur ist ersichtlich, wie hier die Preßplatten *d* am Herabfallen dadurch verhindert werden, daß sie auf Ansätzen der seitlichen Führungen *h* ruhen, deren Abstände zu dem Ende nach oben hin sich staffelförmig vergrößern.

Fig. 460.

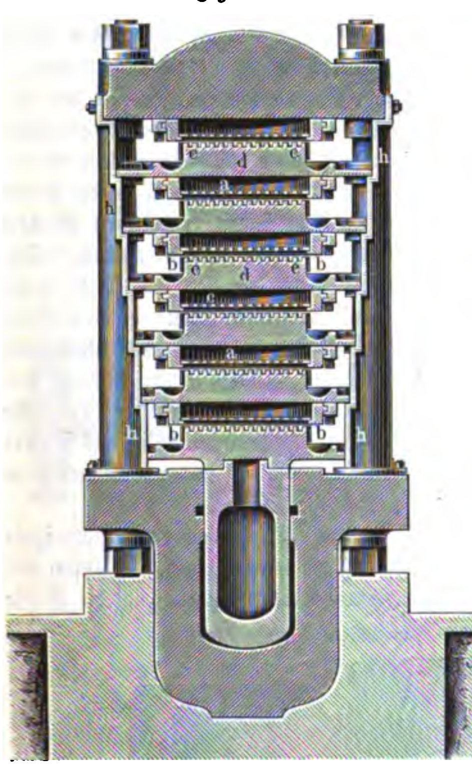


Anstatt, wie bei den vorstehend besprochenen Pressen, durch die Form der Preßplatten einzelne Kammern zur Aufnahme der Kuchen zu bilden, hat

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. II, Oelmühlen.
[2]) D. R.-P. Nr. 16539.

man auch wohl bei den sogenannten Topfpressen einen für alle Kuchen gemeinschaftlichen Preßraum durch einen auf den Kopf des Preßkolbens gestellten Siebcylinder *a*, Fig. 462[1]) (a. f. S.), gebildet, in welchen die einzelnen Preßbeutel, durch Blechscheiben (ohne Löcher) von einander getrennt, eingelegt werden. In diesen Topf tritt von oben ein an dem Preßhaupt *b* befestigter Stempel *c* ein, sobald durch das Emporsteigen des Preßkolbens *d* der Topf mit seinem Inhalte gehoben wird. Um dem Siebtopfe die genügende Widerstandsfähigkeit gegen den in ihm auftretenden Druck zu gewähren, pflegt man ihn durch eiserne Ringe zu verstärken, zwischen welchen die Sieblöcher für das austretende Oel angebracht sind, dessen Verspritzen durch einen übergeschobenen Blechmantel verhütet wird. Behufs der Füllung und Entleerung wird der Topf in seiner tiefsten, in der Figur gezeichneten Stellung auf Führungsschienen der Preßplatte nach der Seite gezogen.

Fig. 461.



Auch bei diesen Pressen hat man wohl zwei Siebtöpfe angeordnet, welche auf zwei verschiedenen Bahnen aus der Presse herausgezogen werden können, um das Füllen eines Topfes vornehmen zu können, während der andere der Pressung unterworfen wird.

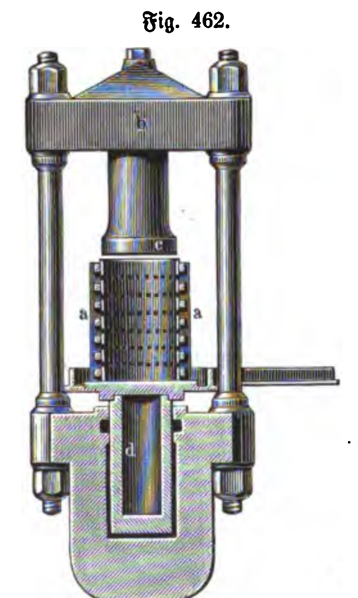
Denselben Zweck sucht Jantzen[2]) durch die Verwendung von zwei Töpfen zu erreichen, die auf Armen angebracht sind, welche um die beiden Säulen der Presse drehbar und auf denselben der Höhe nach verschiebbar sind; auch

---

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. II, Oelmühlen.
[2]) D. R.-P. Nr. 47538.

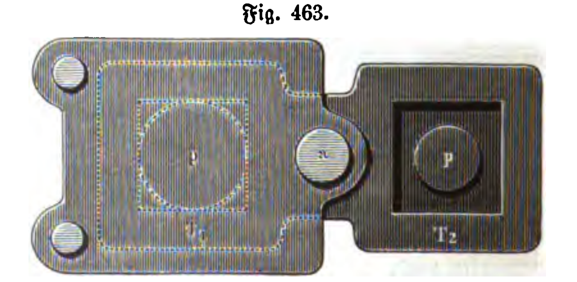
ist hierbei die Anordnung so getroffen, daß die Töpfe während der Pressung einer Erhitzung durch Dampf unterworfen werden. Hiervon unterscheidet sich die Presse von Jourdan[1]), welche ebenfalls zwei Töpfe zum Auswechseln enthält, dadurch, daß die beiden Töpfe von quadratischem Querschnitt ein einziges, um die Säule *a* der Presse, Fig. 463, drehbares Stück bilden, so daß durch entsprechende Drehung um 180° immer der eine mit frischer Saat gefüllte Topf T_1 in die Hauptpresse P eingeführt werden kann, wobei der zuvor der Pressung ausgesetzt gewesene Topf T_2 über den Kolben einer kleineren Presse p tritt, durch dessen Druck die in dem Topfe enthaltenen Kuchen nach oben herausgedrückt werden. Die Töpfe dieser Presse sind starke gußeiserne Prismen von quadratischem Querschnitt, deren Innenflächen mit senkrechten Rillen zum Abfluß des Oeles versehen sind und gegen welche Filterplatten gelegt sind, die aus je zwei gelochten Platten mit zwischengelegtem Filtertuche bestehen.

Fig. 462.



Einen Topf von trapezförmigem Querschnitte und solcher Einrichtung, daß die Kuchen nach Aufklappen der vorderen Seite des Topfes herausgenommen werden können, zeigt die Presse

Fig. 463.



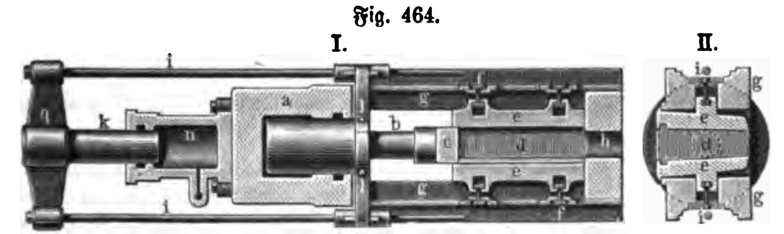
von Dubard Brenot[2]), während bei derjenigen von Bushel u. Haydon[3]) ein cylindrischer, aus eisernen Stäben mit feinen Zwischenräumen rostartig gebildeter Topf verwendet wird, dessen Füllung mit lauter gleichen Samen-

[1]) D. R.-P.-Nr. 38381. — [2]) D. R.-P. Nr. 20692. — [3]) D. R.-P. Nr. 25927.

packeten mittelst eines automatisch arbeitenden Meßapparates bewirkt werden soll.

Während die vorbesprochenen verticalen Topfpressen meistens als Vorpressen zum erstmaligen Auspressen des Samens verwendet werden, bedient man sich zum Nachpressen, d. h. zum wiederholten Auspressen der aus den Vorpressen genommenen und zerkleinerten Kuchen vielfach der horizontalen Pressen. Eine solche ist durch Fig. 464 [1]) veranschaulicht. Der aus dem Preßcylinder *a* heraustretende Preßkolben *b* trägt an seinem freien Ende die trapezförmige Preßplatte *c*, welche in die im Querschnitt ebenso gestaltete Kuchenkammer *d* eintritt. Die letztere ist aus den beiden Seitenbacken *e* gebildet, die durch Schrauben *f* fest mit dem Längsrahmen *g* verbunden sind, welche auch das zur Aufnahme des Preßdruckes dienende Endstück *h* tragen. Die Rückführung des Preßkolbens nach beendigter Pressung geschieht hier durch den Kolben *k* einer kleineren Gegenpresse, deren Cylinder *n* sich gegen den Boden des Preßcylinders *a* legt, und man

Fig. 464.



erkennt aus der Figur, wie ein Ausschub des Gegenkolbens *k* mittelst des Querstückes *q*, der beiden Zugstangen *i* und des den Hauptkolben *b* umfangenden Halsbandes *l* den Rückgang des letzteren und damit die Oeffnung der Presse bewirkt. Durch die entsprechende Stellung von vier Wechselventilen wird nach Erfordern der Eintritt des von den Preßpumpen kommenden Wassers in den einen und der Austritt aus dem anderen der beiden Cylinder *a* und *n* bewirkt. Bei einer größeren Anzahl von Pressen, die hinter einander in derselben Axe aufgestellt werden, kann eine gemeinschaftliche Gegenpresse zum Zurückführen der Preßkolben sämmtlicher Pressen verwendet werden, zu welchem Zwecke die Zugstangen *i* sich über die ganze Reihe der Pressen fortsetzen und für jede Presse mit einem den Preßkolben umfangenden Halsband *l* versehen sind. Selbstredend muß dann der Betrieb so geregelt werden, daß alle mit derselben Gegenpresse verbundenen Pressen gleichzeitig unter Druck gesetzt werden.

Die Art, wie bei der beschriebenen Presse die Bildung des Einsatzes geschieht, geht aus Fig. 465 (a. f. S.) unmittelbar hervor, worin die Preß-

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. II.

platten dargestellt sind, zwischen denen die mit Samen gefüllten Preßbeutel Aufnahme finden. Solcher für je zwei Beutel bestimmte Einlagen oder Fiersen werden in der Regel vier gleichzeitig in eine Preßkammer gestellt, so daß in derselben acht Kuchen entstehen. Die Riffelung der die Pressung auf die Beutel übertragenden Flächen dient zur besseren Abführung des Oels, welches nach den unterhalb der unten ganz offenen Preßkammer aufgestellten Behältern fließt.

Um die Leistungsfähigkeit dieser Pressen zu erhöhen, hat man vorgeschlagen [1]), den Preßcylinder zwischen zwei Preßräumen anzubringen, in denen gleichzeitig die Pressung stattfindet, und zwar derart, daß man von der an dem Preßkolben befindlichen Preßplatte kräftige Zugstangen nach rückwärts über den Cylinder hinausführt und sie an den freien Enden mit einer zweiten Preßplatte verbindet, deren Gegenplatte durch den Boden des Cylinders dargestellt wird. Es ist leicht zu erkennen, daß bei einer derartigen Anordnung der in jeder der beiden Preßkammern zur Wirkung gebrachte Druck nur gleich der Hälfte des von dem Preßkolben ausgeübten sein kann, so daß man denselben Druck mit einer Presse erlangen würde, deren Kolben nur einen halb so großen Querschnitt hätte. Dagegen ist der zum gehörigen Zusammenpressen eines Einsatzes von bestimmter Kuchenzahl erforderliche Ausschub des Preßkolbens bei der gedachten Anordnung von zwei Preßräumen nur halb so groß, wie derjenige einer gewöhnlichen Presse mit nur einem Preßraume bei derselben Zahl und Dicke der Kuchen. Hiernach ist auch die für eine Pressung erforderliche Zeit und die dazu nöthige Wassermenge zu beurtheilen.

Fig. 465.

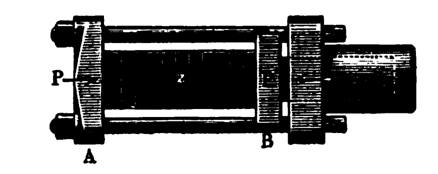


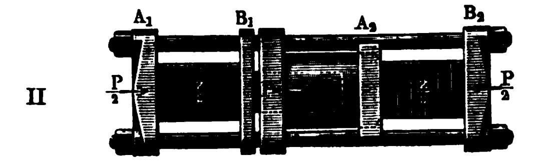
Ist der Durchmesser eines Preßkolbens durch d und die Pressung für jede Flächeneinheit durch p gegeben, so wird der von dem Kolben ausgeübte Druck $P = \frac{\pi d^2}{4} p$ bei einer gewöhnlichen Presse mit einem Preßort, Fig. 466 I, im vollen Betrage durch das Querhaupt A aufgenommen, während bei zwei Preßkammern, Fig. 466 II, der von dem Kolben aus-

[1]) D. R.-P. Nr. 33259.

geübte Druck P von den beiden Preßplatten B_1 und B_2 übertragen wird, so daß bei gleicher Vertheilung jeder Einsatz nur mit einer Kraft gleich $^1/_2\,P$ gepreßt wird. Bedeutet z in beiden Fällen die Anzahl der Preßkuchen, von denen jeder einer Zusammendrückung um die Größe b ausgesetzt sein möge, so ergiebt sich der Ausschub des Preßkolbens während einer Pressung in I zu: $s = z\,b$ und in II zu: $s = \frac{1}{2}\,z\,b$.

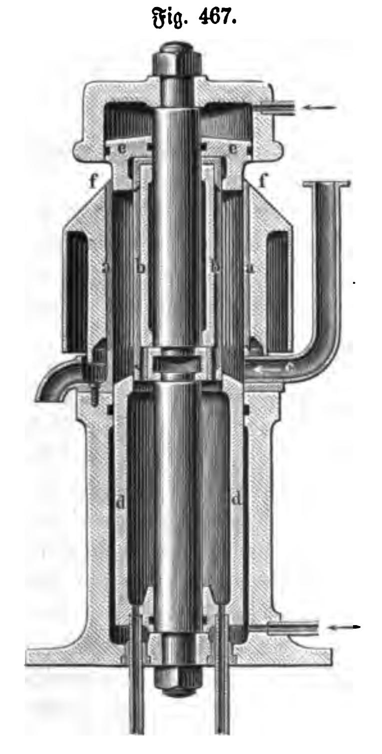
Fig. 466.





Unter der Voraussetzung gleicher Kolbendurchmesser in beiden Fällen ist daher auch die für eine Pressung erforderliche Wassermenge in I doppelt so groß wie in II, entsprechend der doppelt so starken Pressung in I.

Fig. 467.



Eigenthümlich ist die Presse von **Brüggemann**, insofern hierbei eine ringförmige, aus zwei conaxialen Cylindern a und b, Fig. 467 [1]), gebildete Preßkammer vorhanden ist, in welcher die durch eine Röhre c eingeführte Masse dadurch zusammengedrückt wird, daß der Preßkolben d mit seinem oberen Rande gerade den ringförmigen Querschnitt zwischen a und b ausfüllt, während ein anderer kurzer Preßkolben e die obere Oeffnung der Preßkammer verschließt. Die ausgepreßte Flüssigkeit soll durch Schlitze in den Wandungen der Cylinder a und b aus-

[1]) D. R.-P. Nr. 36564.

treten, während nach beendigter Pressung die Rückstände dadurch bei f nach oben herausgepreßt werden sollen, daß man dem in dem oberen Preßcylinder oberhalb e befindlichen Wasser den Austritt gestattet.

Der Durchmesser des Preßkolbens kann bei gewöhnlichen hydraulischen Pressen für Oelfabriken zu etwa 0,30 bis 0,35 m angenommen werden, und der in den Preßcylindern zur Wirkung kommende Druck beträgt meistens zwischen 100 und 150 Atmosphären, nur ausnahmsweise wählt man höhere, bis zu 300 Atmosphären betragende Pressungen. Der Druck, welchem das Preßgut für jede Flächeneinheit der Preßplatten ausgesetzt ist, hängt natürlich von der Größe der letzteren ab. Wenn z. B. bei den durch Fig. 465 dargestellten Preßplatten der liegenden Nachpresse die Höhe der Trapezfläche 0,42 m, die obere Breite 0,17 m und die untere Breite 0,12 m beträgt, die gedrückte Fläche sich daher zu

$$42 \cdot \frac{17 + 12}{2} = 609 \text{ qcm}$$

berechnet, so bestimmt sich der auf jedes Quadratcentimeter dieser Fläche entfallende Druck bei einem Durchmesser des Preßkolbens von 0,35 m und einem Preßdrucke von 150 Atmosphären zu

$$\frac{35^2 \,.\, 3{,}14}{4} \cdot \frac{150}{609} = 237 \text{ kg},$$

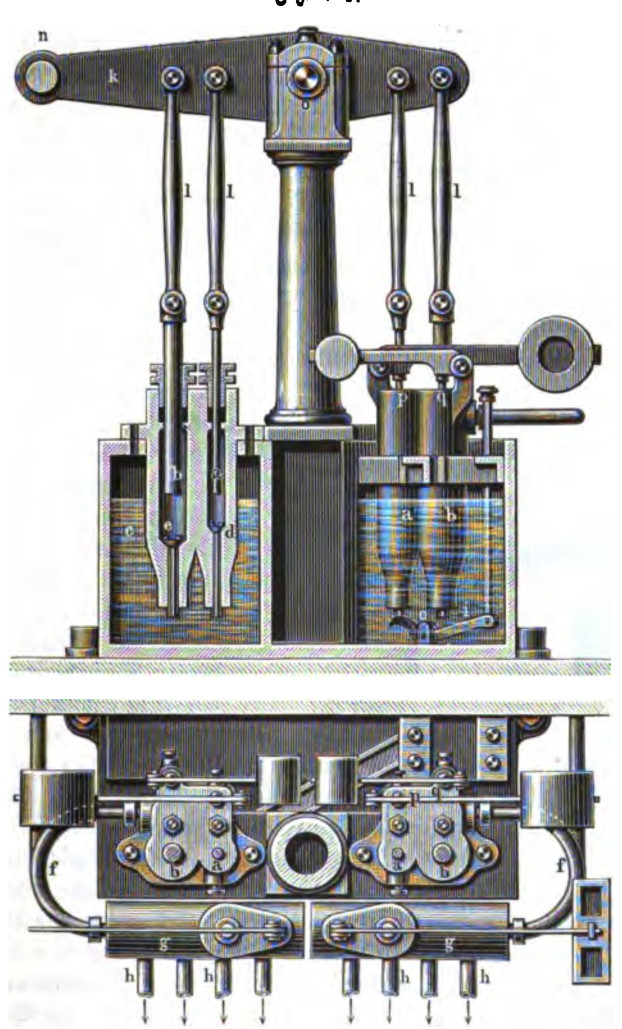
wenn von der Reibung des Preßkolbens in der Ledermanschette abgesehen wird.

Die Dauer einer Pressung kann man zu etwa 12 bis 15 Minuten annehmen, wovon ungefähr eine Zeit von zwei bis drei Minuten für die Entleerung und Füllung der Presse zu rechnen ist. Das Gewicht eines Kuchens beträgt zwischen $1\frac{1}{2}$ bis 2 Pfd. Der Gehalt an Oel ist natürlich bei den verschiedenen Früchten sehr verschieden.

§. 134. **Presspumpen.** Ein Pumpwerk, wie es zum Einpressen des Wassers in die hydraulischen Preßcylinder Anwendung findet, ist in Fig. 468 dargestellt. Die Pumpen, welche für diesen Zweck immer als einfache Saug- und Druckpumpen mit Plungerkolben ausgeführt werden, sind hierbei so angeordnet, daß je zwei, eine kleinere a und eine größere b, welche einen zusammenhängenden Satz bilden, in einen gemeinschaftlichen Wasserkasten c gehängt sind, aus welchem sie durch die Saugventile d und e das Wasser empfangen, um dasselbe mittelst des Rohres f in den Behälter g zu pressen. Von diesem Behälter führen die Leitungsröhren h das Druckwasser nach den von diesem Pumpensatze bedienten Pressen. Wie die Pumpenkolben mittelst der Lenkerstangen l von dem um o schwingenden Balancier k bewegt werden, ist aus der Figur ersichtlich, und es muß nur bemerkt werden, daß

der Balancier seine schwingende Bewegung von einem Kurbelgetriebe empfängt, dessen Lenkerstange bei *n* angreift.

Fig. 468.

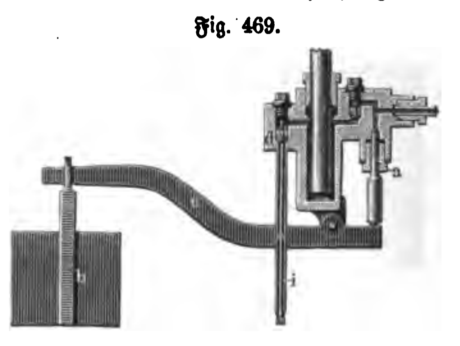


Wie sich aus der Figur ergiebt, ist sowohl der Kolbendurchmesser wie der Hub für die Pumpe *a* kleiner gemacht als für die Pumpe *b*, so daß die von den beiden Pumpen bei einem Hube geförderten Wassermengen entsprechend verschieden ausfallen; man pflegt das Verhältniß dieser Wassermengen oder

der von den Kolben durchlaufenen Volumina etwa wie 1 : 4 oder 1 : 5 zu wählen.

In Folge dieser Einrichtung hat man es in der Hand, bei jeder Pressung anfänglich, so lange der Druck nur gering ist, eine größere Wassermenge nach dem Preßcylinder zu befördern, indem man während dieser Zeit beide Pumpen in Thätigkeit setzt, wogegen man die größere Pumpe *b* ausrückt und nur mit der kleineren *a* allein arbeitet, sobald der Widerstand einen bestimmten Werth erreicht hat. Um eine solche Ausrückung einer Pumpe zu bewirken, pflegt man das Saugventil derselben durch ein in dem darunter befindlichen Saugrohre angebrachtes Stängelchen etwas von seinem Sitze abzuheben, so daß dieses Ventil nicht mehr spielt und bei der weiteren Bewegung des Kolbens das durch das Saugrohr angesaugte Wasser durch das Saugventil wieder zurücktritt. Aus der Figur ist ersichtlich, wie dieses Anheben des Saugventils mittelst des Hebels *i* bewirkt werden kann, sobald man die damit verbundene Schubstange niederdrückt. Dieses Niederdrücken kann auch selbständig von der Pumpe aus veranlaßt werden, sobald der in derselben auftretende Druck einen gewissen Betrag überschreitet. Durch die auf den Pumpen angebrachten Sicherheitsventile *p* und *q* läßt sich die Größe des Druckes in bekannter Weise begrenzen, indem diese Ventile sich öffnen und das von dem Pumpkolben beförderte Wasser in den Pumpkasten zurücktreten lassen, sobald der Druck des Wassers die der Ventilbelastung entsprechende Größe übersteigt.

Fig. 469.

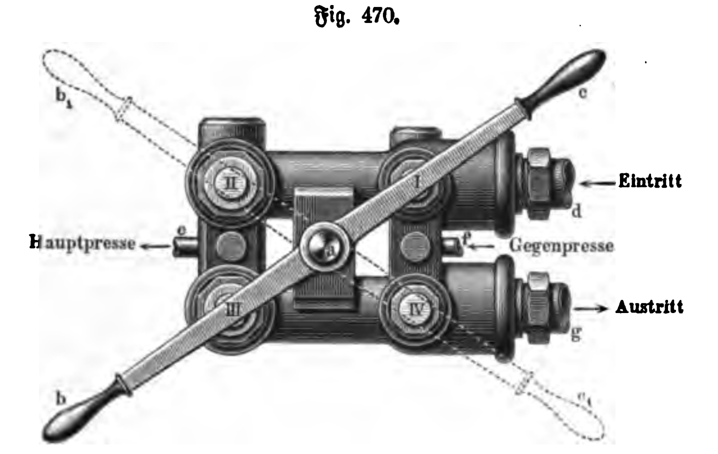


In Fig. 469 ist angegeben, wie bei einem bestimmten Drucke im Inneren der Pumpe deren Abstellung selbständig erfolgt. Sobald nämlich der Druck auf den kleinen, durch das Gewicht *b* mittelst des Hebels *c* belasteten Plungerkolben *a* groß genug ist, um ein Herausschieben desselben aus dem Pumpencylinder zu veranlassen, erfolgt durch die Bewegung des Hebels *c* das Abheben des Saugventils *d* von seinem Sitze mittelst des Stängelchens *i*, auf welches der Hebel *c* durch ein gabelförmiges Gehänge wirkt. Die Belastung des Kölbchens *a* hat man für jede Pumpe natürlich so zu bemessen, wie sie demjenigen Wasserdrucke entspricht, bei dessen Erreichung die Pumpe ausgerückt werden soll.

Um bei den durch Fig. 464 dargestellten liegenden Pressen mit Gegenpresse die Zu- und Abführung des Wassers nach und von den beiden Preß-

cylindern jederzeit leicht und schnell zu bewirken, hat man verschiedene Steuerapparate ausgeführt, die sich allgemein als Wechselventile kennzeichnen lassen, und deren Wirkungsart in der Hauptsache mit derjenigen der bekannten Vierwegehähne übereinstimmt. Zum Abschluß der Wege des Wassers sind indessen Hähne wegen des bei dem hohen Drucke nicht genügenden Dichthaltens derselben nicht anwendbar, sondern man hat sich dabei der Ventile zu bedienen, welche durch Schrauben mit großem Drucke auf ihre Sitze gepreßt werden. Ein solcher Wechselventilapparat ist in Fig. 470[1]) dargestellt. Hierin sind vier Ventile, I bis IV, so angebracht, daß jedes derselben mittelst seiner durch eine Stopfbüchse aus dem Gehäuse heraustretenden Verlängerung von außen gehoben und gesenkt werden kann,

Fig. 470.



womit ein Oeffnen oder Verschließen der betreffenden Oeffnung verbunden ist. Von diesen vier Ventilen werden stets zwei diagonal gegenüber stehende gleichzeitig geschlossen, während die beiden anderen dann gleichzeitig geöffnet sind. Man erreicht dies durch einen um den Zapfen a drehbaren Hebel, welcher entweder in die Lage $b\,c$ oder $b_1\,c_1$ gestellt wird, indem derselbe die unter ihm befindlichen Ventile niederdrückt, so daß also bei der in der Figur gezeichneten Stellung dieses Hebels in $b\,c$ die Ventile I und III geschlossen und diejenigen II und IV geöffnet sind. In dieser Stellung ist daher dem in dem Rohre d von den Preßpumpen kommenden Wasser der Weg durch das Ventil II und das Rohr e nach der Hauptpresse geöffnet, während der Cylinder der Gegenpresse durch das Rohr f und das Ventil IV mit dem Ablaufrohr g in Verbindung steht. Es findet daher in der gezeichneten Stellung des Hebels die eigentliche Pressung statt, während durch eine Ver=

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. II.

legung des Hebels in die Lage $b_1 c_1$ der Rückgang der Presse eingeleitet wird. Behufs eines genügend dichten Abschlusses der versperrten Ventile kann man durch eine auf dem Zapfen a angebrachte Schraubenmutter jedesmal ein festes Anziehen des Stellhebels in der ihm gegebenen Lage vornehmen.

Bei der unmittelbaren Verbindung der Preßpumpen mit den Preßcylindern durch das Leitungsrohr für das Druckwasser muß natürlich in der Bewegung des Preßkolbens sich die abwechselnd erfolgende Wasserförderung der einfach wirkenden Pumpen fühlbar machen, derartig, daß der Preßkolben eine absetzende Bewegung annimmt, welche für jeden Hub der Pumpe einen bestimmten Betrag hat, und es muß demgemäß auch eine stoßweise Steigerung des Druckes eintreten. Eine Ausgleichung dieser Bewegung und Wirkungsart durch Einschaltung eines Windkessels in das Druckrohr der Pumpe ist, auch wenn es gelingen sollte, ein solches Gefäß hinreichend explosionssicher auszuführen, aus dem Grunde nicht gut thunlich, weil bei dem hohen Drucke die in dem Windkessel enthaltene Luft sehr schnell von dem Wasser absorbirt sein würde. Man hat daher Windkessel bei den hydraulischen Pressen auch nicht angewendet, wohl aber hat man sich zur Ausgleichung der aus Th. III, 2 bekannten Accumulatoren bedient, indem man solche in die Druckwasserleitung zwischen dem Pumpwerk und den Pressen eingeschaltet hat. Indem hinsichtlich der Einrichtung und Wirksamkeit der Accumulatoren auf die ausführliche Besprechung in Th. III, 2 verwiesen werden muß, möge hier nur so viel angeführt sein, daß ein Accumulator im Wesentlichen aus einem starken Gefäße besteht, dessen Rauminhalt vermöge eines verschieblichen Kolbens veränderlich gemacht ist, und daß dieser Kolben mit einem dem beabsichtigten Wasserdrucke entsprechenden Gewichte belastet ist.

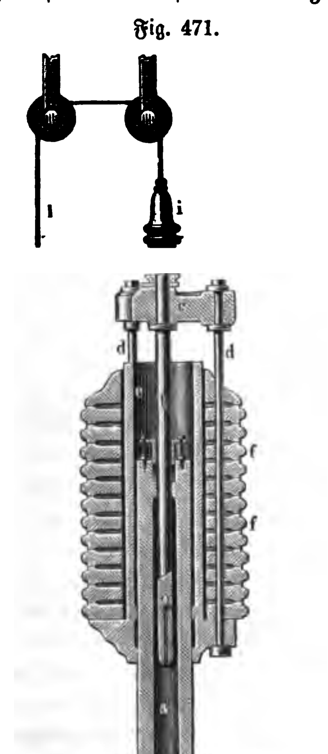
Einen solchen Accumulator, wie er in französischen Oelmühlen vielfach in Anwendung gekommen ist, nach der Construction von Lecointe[1]), zeigt Fig. 471. Hier ist der in dem Cylinder a mittelst einer Stopfbüchse dicht verschiebliche cylindrische Plungerkolben b oberhalb mit einer Kopfplatte c versehen, von welcher außerhalb des Cylinders drei Zugstangen d herabgehen, um die den Cylinder a umschließende Röhre e zu tragen. Diese Röhre nimmt eine größere Anzahl Belastungsscheiben f von solchem Gewichte auf, daß die ganze auf den Kolben b wirkende Belastung gleich dem Drucke ist, welchem der Querschnitt dieses Kolbens bei der beabsichtigten Pressung des Wassers ausgesetzt ist. Denkt man sich daher das von dem Pumpwerke gelieferte Wasser durch die Röhre g eintretend und durch die Röhre h weiter nach den Pressen gelangend, so folgt leicht, daß der Kolben b

---

[1]) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2.

des Accumulators einem Steigen oder Sinken unterworfen sein muß, je nachdem das von der Pumpe gelieferte Wasser größer oder kleiner ist, als das in derselben Zeit von den Pressen aufgenommene. Insbesondere wird daher ein Sinken des Accumulatorkolbens während der Saugwirkung des Pumpwerkes stattfinden, wogegen in der Periode der größten Geschwindigkeit des Pumpkolbens bei seinem Niedergange der Accumulatorkolben wieder emporsteigen wird. Beim Oeffnen der Presse muß der Accumulator verhältnißmäßig schnell emporsteigen, und um hierbei seinen Hub zu begrenzen, ist die Einrichtung so getroffen, daß die Kopfplatte *c* in der höchsten Lage gegen das Gewicht *i* trifft und dasselbe erhebt, womit eine Ausrückung der Pumpe verbunden ist, insofern die von *i* ausgehende Schnur *l* nunmehr einem an ihrem anderen Ende hängenden Gewichte das Fallen gestattet, durch welches ein Anheben des Saugventils der Pumpe veranlaßt wird. Uebrigens ist durch die Bohrung *o* im unteren Ende des Accumulatorkolbens noch besonders dafür gesorgt, daß derselbe nur bis zu einer bestimmten Höhe steigen kann, indem bei Erreichung des höchsten Standpunktes das im Accumulator enthaltene Wasser durch diese Bohrung ins Freie treten kann.

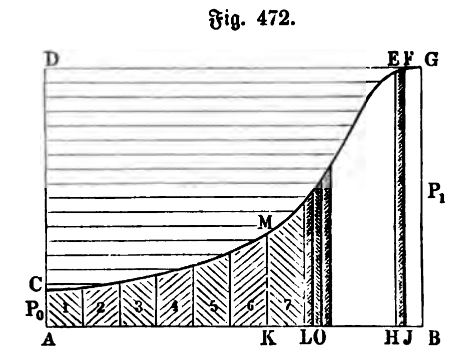
Fig. 471.



Obwohl durch die Einschaltung eines Accumulators der Vortheil einer stetigen Bewegung des Preßkolbens erreicht wird, lassen sich gegen die Anwendung desselben doch sehr gewichtige Einwendungen geltend machen. Insbesondere muß der Umstand als ein Nachtheil hervorgehoben werden, daß bei der Anwendung eines Accumulators der in der Presse zur Wirkung kommende Druck vom Beginn der Pressung an denjenigen höchsten Betrag hat, für welchen der Accumulator belastet wurde, wogegen bei dem Nichtvorhandensein des Accumulators eine allmähliche Steigerung des Druckes von Null bis zu dem Höchstbetrage stattfindet, so wie sie für den Vorgang beim Pressen gerade erforderlich ist und sich von selbst einstellt. Dieser Umstand muß zunächst beim Beginn der Pressung sich dadurch fühlbar

machen, daß man beim Einlassen des Wassers aus dem Accumulator in den Preßcylinder genöthigt ist, durch starke Drosselung des Wassers dessen Druck zu vermindern, also eine erhebliche mechanische Arbeit zu ertödten, weil eine plötzliche vollständige Eröffnung des Eintrittsventils mancherlei Unzuträglichkeiten im Gefolge haben würde. Es geht hieraus schon hervor, daß die Verwendung der für die Pressen erforderlichen Betriebskraft bei der Anwendung eines Accumulators viel unvortheilhafter sein muß, als ohne einen solchen, wovon man sich noch besser durch ein Diagramm, wie Fig. 472, Rechenschaft geben kann. Stellt hierin $AB = L$ die Länge des ganzen von dem Preßkolben während einer Pressung zurückgelegten Weges vor, und denkt man sich für jede Kolbenstellung z. B. in K den auf den Kolben wirkenden Druck als Ordinate z. B. KM aufgetragen, so stellt die Fläche $ACEGB$ diejenige Arbeit vor, welche, abgesehen von den schädlichen Widerständen in dem Pumpwerke und in der Zuleitung des Wassers während einer Pressung aufgewendet werden muß. Im Anfange der Pressung bei A hat dieser Druck den kleinsten Werth $P_0 = AC$, wie er durch die schädlichen Widerstände der Reibung in der Manschette und in der Führung dargestellt ist. Das Gesetz, nach welchem dieser

Fig. 472.



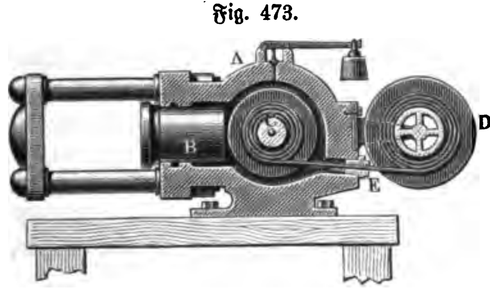
Druck mit zunehmender Zusammendrückung der Masse wächst, wie es etwa durch die Linie CMG dargestellt sein mag, läßt sich natürlich nicht angeben, man würde die Linie CMG nur empirisch durch manometrische Messungen in Verbindung mit den Kolbenverschiebungen bestimmen können. Bei einem Betriebe ohne Accumulator bewegt sich der Kolben der Presse für jeden Pumpenhub um die gleiche Größe, und es möge diese Größe $KL = l_1$ sein, so lange beide Pumpenkolben zur Wirkung kommen. Die für einen solchen Pumpenhub von der Betriebsmaschine aufzuwendende Arbeit ist daher durch die mit 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 bezeichneten Flächenstücke dargestellt, und es wächst diese Arbeit natürlich mit jedem Hube. Nimmt man an, es werde in der Kolbenstellung L die größere der beiden Pumpen ausgerückt, so muß von diesem Augenblick die Verschiebung des Preßkolbens für jeden Pumpenhub einen kleineren Betrag annehmen, welcher durch $LO = l_2$ dargestellt sein mag. Offenbar stellen nunmehr die schmalen Streifen, wie $HJFE$, die für jeden Pumpenhub aufzuwendende Arbeit vor.

Man erkennt hieraus, daß der zum Betriebe des Pumpwerkes erforderliche Arbeitsaufwand in jedem Augenblicke auch gerade dem in der Presse zur Wirkung kommenden nützlichen Drucke proportional ist.

Wenn dagegen ein Accumulator vorhanden ist, dessen Belastung natürlich dem größten Preßdrucke $BG = P_1$ entsprechend anzuordnen ist, so wird die zur Beschaffung des dem Kolbenwege AB entsprechenden Druckwassers aufzuwendende Arbeit durch das Rechteck $ADGB$ dargestellt, und es muß bei jeder Pressung durch Drosselung eine mechanische Arbeit ertödtet werden, welche durch die horizontal schraffirte Fläche $CMED$ gemessen wird.

In eigenthümlicher Weise hat man die Pressung des Wassers in hydraulischen Pressen dadurch zu erzielen gesucht, daß man in den mit Wasser oder Oel gefüllten Preßcylinder einen festen Körper einführt, welcher, durch die Verdrängung der Flüssigkeit wirkend, den erforderlichen Druck im Inneren des Cylinders erzeugt. Als solchen Körper hat man einen biegsamen Draht oder eine Schnur (Darmsaite) zur Verwendung gebracht, welche auf eine im Inneren des Cylinders angebrachte Spule aufgewunden wird. In Fig. 473 ist eine Skizze[1]) dieser Anordnung gegeben.

Fig. 473.



In dem Preßgefäße A, aus welchem der horizontal geführte Preßkolben B durch eine Stulpliderung gewöhnlicher Art heraustritt, befindet sich die zur Aufnahme der besagten Schnur dienende Spule C, welche an ihrer durch eine Stopfbüchse nach außen geführten Axe mittelst einer Kurbel umgedreht werden kann. Die Schnur, die auf einer zweiten Spule D außerhalb des Gefäßes enthalten ist, wird hierbei in das letztere durch die Stopfbüchse E hineingezogen, womit ein Herausdrücken des Preßkolbens B verbunden ist. Behufs Rückführung des Kolbens wird die Schnur wieder auf die Spule D gewunden, sobald die letztere entsprechend gedreht wird.

Die Wirkungsart dieser Pressen ist wie folgt zu beurtheilen. Wenn D den Durchmesser des Preßkolbens und d die Dicke der Schnur bedeutet, so muß, um eine Verschiebung des Preßkolbens gleich s zu erzielen, eine Schnurlänge $l = \frac{D^2}{d^2} s$ eingezogen werden und der Widerstand, welcher sich diesem Einziehen entgegensetzt, ist, abgesehen von den nicht unbedeutenden

[1]) Knight, American Mechanical Dictionary; Sterhydraulic Press.

Nebenhindernissen in der Stopfbüchse und beim Umliegen durch $\frac{\pi d^2}{4} p = P$ gegeben, wenn p den Druck im Inneren des Gefäßes für jede Flächeneinheit bedeutet.

Eine nennenswerthe Anwendung scheinen diese Pressen nicht gefunden zu haben; die praktischen Uebelstände, welche mit dem wiederholten Biegen des Drahtes und mit der Dichtung einer Schnur in der Stopfbüchse verbunden sind, dürften die hauptsächlichsten Gründe hierfür sein.

§. 135. **Schleudermaschinen.** In den Schleudermaschinen oder Centrifugen benutzt man die Fliehkraft rotirender Massen zur Trennung fester Stoffe von den in ihnen vorhandenen Flüssigkeiten sowohl wie auch zur Absonderung verschieden schwerer Flüssigkeiten von einander, sowie zur Klärung trüber Flüssigkeiten durch Zurückhaltung der in ihnen schwebenden festen Theilchen. In allen diesen Fällen werden diezu behandelnden Stoffe einer schnellen Umdrehung um eine Axe unterworfen, vermöge deren alle Theile das Bestreben annehmen, sich von dieser Axe mit einer Kraft zu entfernen, welche nach den bekannten Gesetzen der Centrifugalkraft (s. Th. I) im geraden Verhältnisse mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit und mit dem Abstande von der Axe, sowie mit dem Gewichte der betreffenden Theile wächst. Wenn man daher den flüssigen Theilen die Möglichkeit zu dieser Entfernung gewährt, während die festen Theile zurückgehalten werden, so läßt sich die beabsichtigte Trennung erzielen.

In einfacher Art läßt sich der gedachte Zweck erreichen, wenn es sich um die Entwässerung nasser Gewebe handelt, indem man dieselben spiralförmig in dicht auf einander liegenden Windungen um eine massive Trommel oder Welle wickelt, die man, nachdem man das Zeug durch Bänder oder Schnüre genügend befestigt hat, einer schnellen Umdrehung unterwirft. Während hierbei das Tuch durch die Bänder zurückgehalten wird, werden die darin enthaltenen flüssigen Theile durch die Zwischenräume zwischen den Fäden wie durch die Maschen eines Siebes nach außen geschleudert, so daß in kurzer Zeit eine Entwässerung bis zu dem bei dem betreffenden Gewebe erreichbaren Grade erzielt wird. In ähnlich einfacher Art hat man die Entwässerung von gewaschenen Garnsträngen dadurch erreicht, daß man sie auf die an einer stehenden Welle[1]) angebrachten radialen Arme hängt, so daß sie bei der schnellen Umdrehung sich nahezu bis zur wagerechten Lage aufrichten, während das Wasser abgeschleudert wird.

Wenn es sich dagegen um die Behandlung von zusammenhangslosen Massen, wie z. B. des Rohzuckers, handelt, oder wenn eine Entwässerung

---

[1]) D. R.-P. Nr. 2481 u. 27006.

von gewissen Gegenständen, wie z. B. von Wäschestücken, vorzunehmen ist, so ordnet man zur Aufnahme derselben ein trommelförmiges, meist cylindrisches Gefäß, den Schleuderkorb, an, dessen Mantel mit entsprechenden Durchbrechungen nach Art eines Siebes versehen ist, damit die flüssigen Stoffe durch diese Oeffnungen nach außen geschleudert werden, sobald man dem Korbe eine schnelle Umdrehung um seine Axe ertheilt. Zur Aufnahme der ausgetretenen Flüssigkeit dient ein den Korb umschließendes Gehäuse mit einer vom Boden abgehenden Abflußröhre, während die festen Theile im Korbe zurückbleiben, welcher nach geschehener Entwässerung entleert wird. In solcher Art sind die in Wäschereien und Appreturanstalten zum Entwässern nasser Gewebe dienenden Schleudermaschinen, sowie u. a. auch diejenigen eingerichtet, deren man sich in Zuckerfabriken bedient, um die einzelnen Rohzuckerkrystalle von dem daran haftenden Syrup zu trennen.

Will man die Schleudermaschinen zum Klären trüber Flüssigkeiten benutzen, so hat man den Schleuderkorb mit einer cylindrischen Schicht eines geeigneten Filtermaterials auszukleiden, durch welches die Flüssigkeit vermöge der Fliehkraft hindurchgetrieben wird, dabei die in ihr enthaltenen festen Theilchen in dem Filtermateriale zurücklassend. Die mit der Herstellung und zeitweisen Erneuerung dieser Filterschicht verbundenen Schwierigkeiten dürften hauptsächlich die Veranlassung sein, warum die Verwendung der Schleudermaschinen zum Filtriren nur wenig Verbreitung erlangt hat, dagegen hat man in der neueren Zeit in Zuckerraffinerien die Schleudermaschinen vielfach zu einer ähnlichen Wirkung bei dem sogenannten Decken der Zuckerbrode in Anwendung gebracht. Bei diesem Verfahren werden die mit den durch Krystallisation entstandenen Zuckerbroden gefüllten Formen so in den Schleuderkorb eingesetzt, daß die von innen zugeführte, sogenannte Deckkläre, ein sehr reiner und concentrirter Zuckersaft, in Folge der Fliehkraft durch die Brode hindurchgetrieben wird, wodurch eine Entfernung des zwischen den kleinen Krystallen enthaltenen Syrups und eine Ablagerung von Zuckertheilchen daselbst angestrebt wird.

Abweichend von den vorstehend gedachten Anwendungen der Schleudermaschinen ist die in der neueren Zeit vielfach in Aufnahme gekommene Benutzung derselben zum Aufrahmen der Milch in den Molkereibetrieben, d. h. zur Absonderung des hauptsächlich aus den leichteren Fettkügelchen bestehenden Rahms oder der Sahne von den wässerigeren und daher schwereren Theilchen der Milchflüssigkeit, der sogenannten Magermilch, wie diese Absonderung behufs der Butterbereitung erforderlich ist. In Folge nämlich der verschiedenen Dichte dieser beiden Flüssigkeiten findet durch die Wirkung der Fliehkraft in dem Schleuderkorbe, welcher in diesem Falle keine Durchbrechungen des Mantels erhält, eine schichtenweise Ablagerung in der Art statt, daß die schwerere Magermilch durch ihre größere Fliehkraft gegen

den Mantel gedrängt wird, während die leichtere Sahne die innere Schicht des aus der Flüssigkeit entstehenden Umdrehungskörpers bildet. Dieses Verhalten gestattet in der kürzesten Zeit die beabsichtigte Trennung, welche früher vor dem Bekanntwerden des Milchschleuderverfahrens nur durch das langsame und häufig mit einem Sauerwerden der Milch verbundene Absitzenlassen in flachen Gefäßen erzielt werden konnte. Die Langsamkeit dieses letztgedachten Verfahrens erklärt sich aus der geringen Verschiedenheit in den specifischen Gewichten der betreffenden beiden Flüssigkeiten und dem daraus folgenden geringen Auftriebe des Rahms, während bei dem Schleudern der Unterschied in dem Bestreben sich abzusondern in dem Maße vergrößert wird, wie die Fliehkraft größer ist als das Eigengewicht.

Es liegt in der Natur der Sache, daß für viele Verwendungsarten der Schleudermaschinen deren Betrieb ein absetzender sein muß, derart, daß eine bestimmte Trommelfüllung eine gewisse Zeit lang dem Schleudern ausgesetzt wird, worauf man die Trommel anhält, um eine Entleerung und neue Füllung vorzunehmen. In dieser Art werden insbesondere alle zum Entwässern gewebter Stoffe, sowie die in den Zuckerfabriken in Anwendung kommenden Schleudern betrieben. Nur in einzelnen Fällen kann die Schleudermaschine einen ununterbrochenen Betrieb erhalten, so insbesondere beim Milchschleudern, wobei man der Trommel in der Mitte beständig in dem Maße die aufzurahmende Milch zufließen läßt, in welchem die in verschiedenen Abständen vom Mantel einmündenden Abzugsröhren den Rahm und die Magermilch aus der Trommel abführen.

Die Axe des Schleuderkorbes wird in den meisten Fällen senkrecht aufgestellt, und der Korb oberhalb offen ausgeführt, um von da eine Füllung und Entleerung desselben bewirken zu können; nur in selteneren Fällen lagert man die Schleudertrommel auf einer wagerechten Axe. Da die Trommel immer mit einer sehr großen Geschwindigkeit umgedreht wird, welche bei Milchschleudern einer Umdrehungszahl bis zu 6000 in der Minute entspricht, so ist der Betrieb durch Zahnräder von vornherein bei allen Schleudermaschinen ausgeschlossen, und für denselben nur die Anwendung von Riemen und Schnüren oder von Reibungsrädern thunlich. Früher betrieb man die Axen der Schleudermaschinen meistens oberhalb des Korbes, in neuerer Zeit ist man mehr dazu übergegangen, den Antrieb unterhalb der Trommel anzuordnen, wodurch eine freie Zugänglichkeit behufs des Füllens und Entleerens erzielt wird und auch eine Verunreinigung des Trommelinhaltes durch das von den oberhalb angeordneten Lagern etwa abtropfende Schmiermaterial ausgeschlossen ist.

Daß man jede Schleudermaschine mit einer kräftig wirkenden Bremse versieht, geschieht aus dem Grunde, um bei dem Anhalten der Trommel den Zeitverlust möglichst zu verringern, welcher mit dem Auslaufen der Trommel

verbunden ist, und welcher in Anbetracht der bedeutenden in der Trommel angesammelten lebendigen Kraft ohne die Wirkung einer Bremse jedesmal sehr groß ausfallen würde. Da ferner bei dem Angehenlassen der Maschine die Trommel nur allmählich die ihr mitzutheilende große Umdrehungsgeschwindigkeit annehmen kann, so hat man wohl zuweilen bei der Anordnung der den Betrieb übertragenden Scheiben darauf Rücksicht genommen, ein Gleiten derselben oder der Riemen thunlichst zu vermeiden, wie bei der Besprechung eines Beispiels noch näher angegeben werden soll.

Die große Umdrehungsgeschwindigkeit der Schleudertrommel erfordert mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes nicht nur eine hinreichend große Festigkeit des Korbes und aller bewegten Theile und eine außerordentlich sorgfältige und sichere Lagerung der Axe, sondern hauptsächlich auch eine vorzügliche *Ausbalancirung* aller an der Umdrehung theilnehmenden Massen in der Art, daß der Schwerpunkt dieser Massen genau in die geometrische Axe der Trommelwelle hineinfällt. Eine einseitige Lage des Schwerpunktes bringt in Folge der Fliehkraft so bedeutende Stoßwirkungen und Erschütterungen in den unterstützenden Lagern und Gestellen hervor, daß eine schnelle Zerstörung der ganzen Maschine unausbleiblich ist. Wenn auch dieser Bedingung einer genau centrischen Vertheilung der Massen in Bezug auf die Umdrehungsaxe für den *unbeladenen Korb* bei sorgfältiger Ausführung der ganzen Maschine in genügendem Maße entsprochen werden kann, so ist dies doch in vielen Fällen in Bezug auf die Vertheilung der in den Korb einzubringenden Masse nicht möglich. Sobald diese Masse, wie bei den Milchschleudern, aus einer Flüssigkeit besteht, wird dieselbe sich bei dem Schleudern wegen ihrer Beweglichkeit ganz von selbst ringsum gleichmäßig um die Axe vertheilen und es wird der Schwerpunkt der Trommel auch nach deren Füllung in der Umdrehungsaxe gelegen sein. Wenn indessen die eingebrachte Masse eine solche Beweglichkeit nicht besitzt, wenn sie z. B. aus Webstoffen oder, wie bei dem Decken des Brodzuckers, aus eisernen, mit Zucker gefüllten Formen besteht, so wird im Allgemeinen nicht darauf zu rechnen sein, daß der Schwerpunkt der beladenen Trommel noch genau in der Umdrehungsaxe gelegen ist, und die besagten Unzuträglichkeiten eines unruhigen Ganges müssen in um so höherem Grade sich einstellen, je größer das Uebergewicht des Korbes nach einer Seite hin ist. Um diesen Uebelständen zu begegnen, hat man die Welle des Korbes vielfach in der Art angeordnet, daß sie mit dem einen Ende vermittelst eines Kugelzapfens unterstützt ist, welcher ihr eine solche Beweglichkeit ermöglicht, daß sie sich in dem Mantel eines Kegels bewegen kann, dessen Spitze mit dem Mittelpunkte jenes Kugelzapfens zusammenfällt. Wenn, wie dies meistens geschieht, der gedachte Kugelzapfen hierbei am unteren Wellenende angebracht ist, wo er durch ein Fußlager getragen wird, so muß die wie ein Kreisel unterstützte

Welle in ihrem oberen Theile unmittelbar unter dem Korbe derartig durch ein Halslager gehalten werden, daß ihr daselbst ein horizontales Ausweichen nach allen Richtungen in einem gewissen Betrage ermöglicht ist. Erreicht wird dies in der Regel durch eine Verbindung des besagten Halslagers mit dem Gestelle durch elastische Zwischenglieder. Wenn dagegen, wie es bei amerikanischen Centrifugen öfter gefunden wird, die Axe der Trommel vermittelst des an ihrem oberen Ende angebrachten Kugelzapfens in einem Kopflager aufgehängt wird, so bedarf es eines Halslagers am unteren Ende gar nicht, indem der ganze Korb dann wie ein in einem Punkte frei aufgehängtes Centrifugalpendel zu betrachten ist.

Der Zweck dieser beweglichen Unterstützung der Trommelwelle besteht darin, daß man der Trommel thatsächlich die Umdrehung um die durch ihren Schwerpunkt und den festen Stützpunkt gehende Axe gestatten will, wobei dann, so lange diese Schwerpunktsaxe mit der Mittellinie der Welle nicht zusammenfällt, die letztere um die als Drehaxe auftretende Schwerpunktsaxe in dem besagten Kegelmantel bewegt wird. Daß der Korb in Wirklichkeit auch stets eine Drehung um seine Schwerpunktsaxe annimmt, sobald ihm dazu Gelegenheit geboten wird, folgt aus dem über die sogenannten freien Axen in Th. I Gesagten, und kann bei jedem einseitig beschwerten Kreisel beobachtet werden. Wenn der Korb sich in solcher Weise um seine Schwerpunktsaxe drehen kann, so hören die Stoßwirkungen auf, welche sich einstellen müssen, so lange ihm dies durch eine starre Lagerung ohne Nachgiebigkeit verwehrt wird, und es erklärt sich hieraus der durch die elastische Lagerung erzeugte ruhige Gang der Trommel.

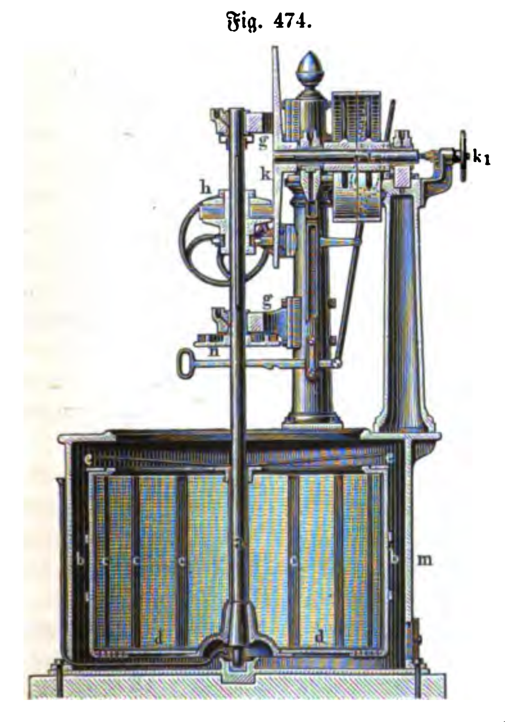
Man hat sich weiter bestrebt, die vorstehend gedachten Uebelstände, welche eine einseitige Belastung des Korbes bei Schleudermaschinen im Gefolge hat, dadurch zu beseitigen, daß man mit der Trommel einen Apparat verbindet, welcher in solcher Weise regulirend wirkt, daß er bei der Umdrehung der Trommel eine Verschiebung der in ihm enthaltenen Massen bewirkt, vermöge deren der Schwerpunkt der ganzen Trommel wieder in die Mittellinie der Trommelwelle zurück verlegt wird, so daß alsdann die Umdrehungsaxe mit dieser Mittellinie der Welle zusammenfällt. Die Wirkungsweise dieses mit dem Namen des Gleichgewichtsregulators belegten Apparates soll weiter unten noch näher erörtert werden, nachdem zunächst einige der gebräuchlichsten Ausführungen von Schleudermaschinen besprochen worden sind.

§. 136. **Ausführungen von Schleudermaschinen.** Eine Schleudermaschine, wie sie in Appreturanstalten zum Entwässern der Waaren verwendet wird, ist in Fig. 474 nach der Construction von Tulpin frères in Rouen[1]) dargestellt. Der auf der stehenden Axe *a* angebrachte Korb

[1]) Ztschr. d. V. deutsch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

besteht aus einem durch ein Drahtsieb *b* gebildeten Mantel, der durch Stäbe *c* und Ringe versteift ist, und erhält seine Umdrehung durch die Frictionsscheiben *h* und *k*, von denen die letztere auf der mit fester und loser Riemscheibe versehenen Triebaxe *t* befindlich ist. Der zum Betriebe erforderliche Druck zwischen den Frictionsscheiben wird durch die Schraube k_1 erzeugt, und es ist zur möglichsten Vermeidung einer Durchbiegung der Axe *a* dieselbe in den beiden Lagern *g* geführt. Die Form der angewandten Frictionsscheiben gestattet eine Verschiebung von *h* entlang der Trommelwelle, wodurch es ermöglicht wird, den Korb mit allmählich steigender Geschwindigkeit in Bewegung zu setzen, indem man die Scheibe *h* aus ihrer anfänglichen Lage in der Mitte der Treibscheibe *k* langsam nach deren Umfange hin verschiebt. Zum schnelleren Anhalten dient die auf der Axe *a* befindliche Bremsscheibe *n*; die ausgeschleuderte Flüssigkeit wird von dem Mantel *m* aufgenommen, welcher gleichzeitig zur Unterstützung des die Triebwelle tragenden Gestelles dient und bei einem etwaigen Zerreißen des Korbes dem bedienenden Arbeiter einen gewissen Schutz gewähren soll.

Fig. 474.



Um den bei der vorstehenden Centrifuge auf die Axe der Trommel ausgeübten einseitigen Druck zu vermeiden, ist bei der von Schimmel in Chemnitz[1]) gewählten Ausführung, Fig. 475 (a. f. S.), der Antrieb durch zwei Frictionsscheiben b_1 und b_2 bewirkt, welche auf zwei besonderen, durch die Riemscheiben a_1 und a_2 bewegten Axen befindlich sind. Diese Axen müssen selbstverständlich nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden, zu welchem Behufe auf a_1 ein offener und a_2 ein gekreuzter Riemen von der Hauptbetriebswelle aus geführt ist. Die Bremsvorrichtung ist hier bei *d* angeordnet.

---

[1]) Ztschr. d. V. deutsch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

Den Antrieb der Schleudertrommel von unten erkennt man aus Fig. 476, welche eine Schleudermaschine mit directem Antrieb durch eine kleine Dampfmaschine *D* nach der Construction von Tulpin[1]) darstellt. Die auf der Dampfmaschinenaxe angebrachte, gleichzeitig als Schwungrad dienende Kegelscheibe *a* bewegt die in dem Spurlager *d* und dem Halslager *f* geführte Trommelwelle durch das conische Frictionsrad *b*, gegen welches die Scheibe *a* mittelst der Druckschraube *s* angepreßt wird. Das starke gußeiserne Gehäuse dient der Dampfmaschine *D* zum Gestell und nimmt in seiner Grundplatte das Spurlager *d* und in dem Zwischenboden *g* das Halslager der Trommelwelle auf, welche bei *q* eine Bremsscheibe trägt, deren Anzug mit Hülfe der Kegelräder *k* durch das Handrad *h* leicht bewirkt werden kann. Der Korb ist, wie aus der Figur ersichtlich

Fig. 475.

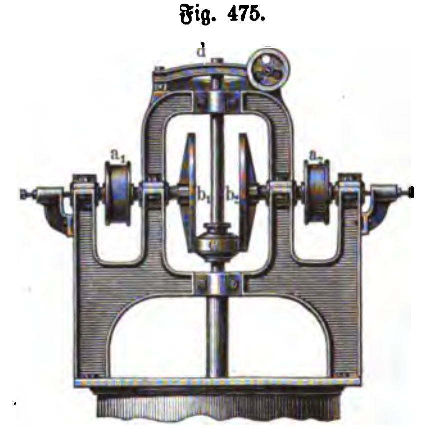
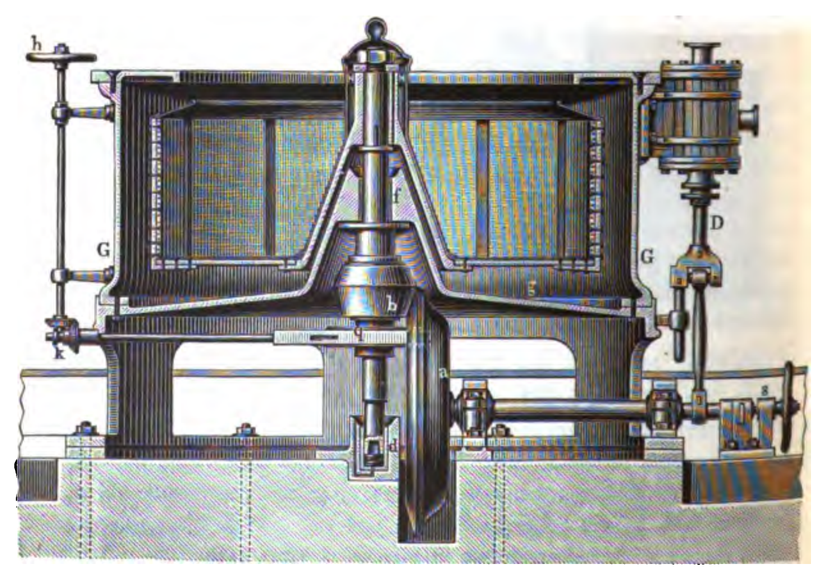


Fig. 476.

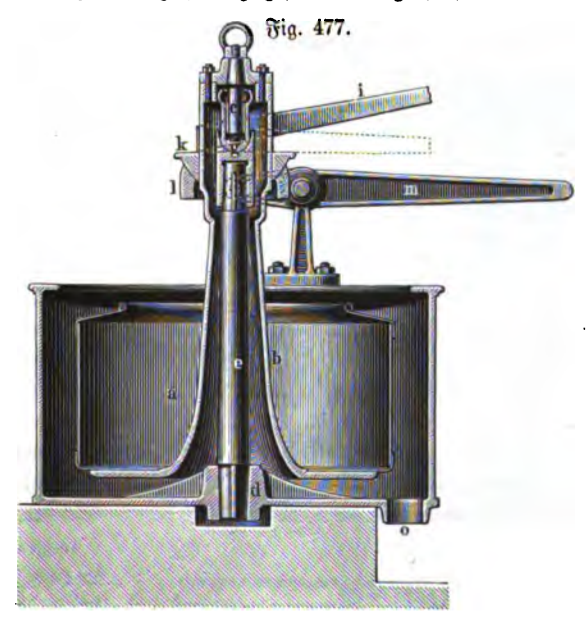


[1]) Ztschr. d. V. deutsch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

ist, auf den oberen freien Wellenkopf gehängt. Bei dieser Anordnung ist die Trommel oberhalb ganz frei zugänglich.

Die Einrichtung einer pendelförmig aufgehängten Schleudertrommel ist aus Fig. 477 ersichtlich [1]). Hierbei wird der Korb *a* vermittelst der nach unten hin kegelförmig erweiterten Röhre *b*, deren oberes Ende den Spurzapfen *c* trägt, von der festen Säule *e* getragen, welche in der Bodenplatte *d* des Mantels befestigt und oberhalb zu einem Kugellager ausgebildet ist, das zur Unterstützung der kugelförmig gestalteten Lagerhülse *g* dient. Da der

Fig. 477.



den Korb antreibende halb geschränkte Riemen *i* in der Höhe des Kugelzapfens auf die Axe läuft, so ist der letzteren bei einer einseitigen Ladung des Korbes bis zu gewissem Ausschlage eine pendelnde Bewegung um den Aufhängepunkt gestattet. Mit Rücksicht auf die letztere hat die Bremsscheibe *k* ebenfalls eine zum Aufhängepunkte concentrische Kugelgestalt erhalten, so daß die Bremsung mit Hülfe des durch den Hebel *m* anzudrückenden Bremsringes *l* bewirkt werden kann. Die von dem Mantel aufgenommene Flüssigkeit findet durch die Oeffnung *o* ihren Abfluß.

Eine Schleudermaschine zum Decken der Zuckerbrode nach der Construction von Mathée und Scheibler in Aachen [2]) ist durch die

[1]) Ztschr. d. V. deutsch. Ing. 1874. Taf. XXVI. — [2]) Ztschr. f. Rübenzuckerindustrie, Jahrg. XXXIX.

Fig. 478 I.

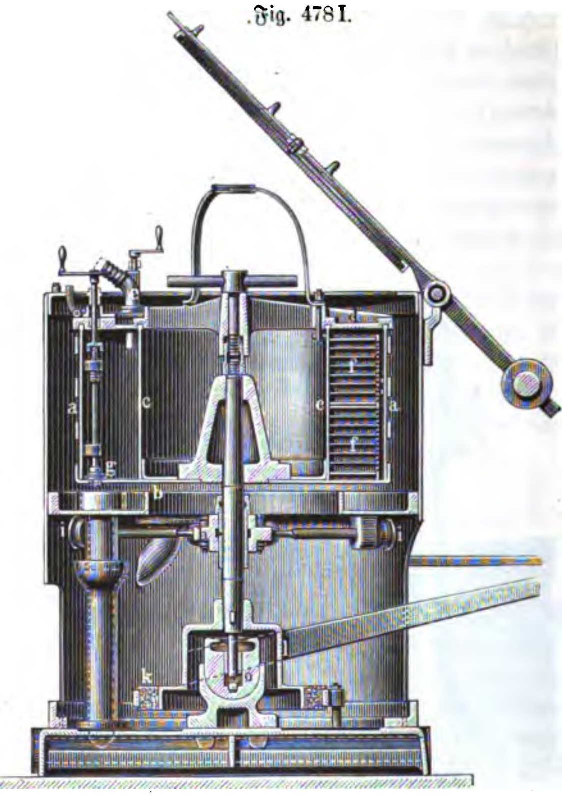
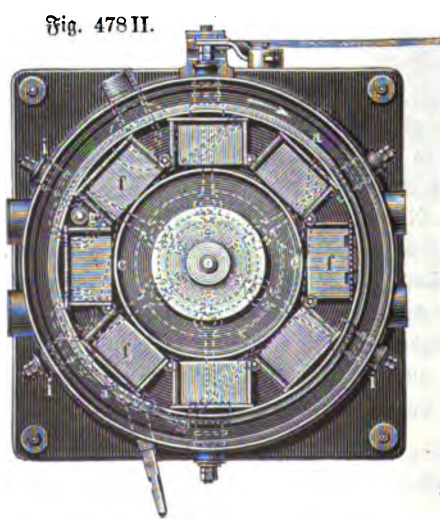


Fig. 478 I u. II in zwei Durchschnitten dargestellt. Der Mantel *a* der Lauftrommel ist hier aus starkem Schmiedeisenblech ohne Durchbrechungen gemacht und es werden in den ringförmigen Zwischenraum zwischen *a* und dem mit der Bodenplatte *b* fest verbundenen Cylinder *c* sechzehn Zuckerformen eingesetzt, von denen je zwei über einander befindlich sind und jede sieben Stück rechteckige Zuckerplatten enthält, die durch Zwischenlagen von verzinktem Stahlbleche von einander getrennt werden. Gegen den äußeren Mantel *a* hin sind diese Zuckerformen durch Siebplatten begrenzt, derartig, daß der in Folge des Schleuderns durch die Sieblöcher ausgetriebene grüne Syrup in dem Zwischenraume zwischen den Siebplatten und dem Mantel *a*

Fig. 478 II.



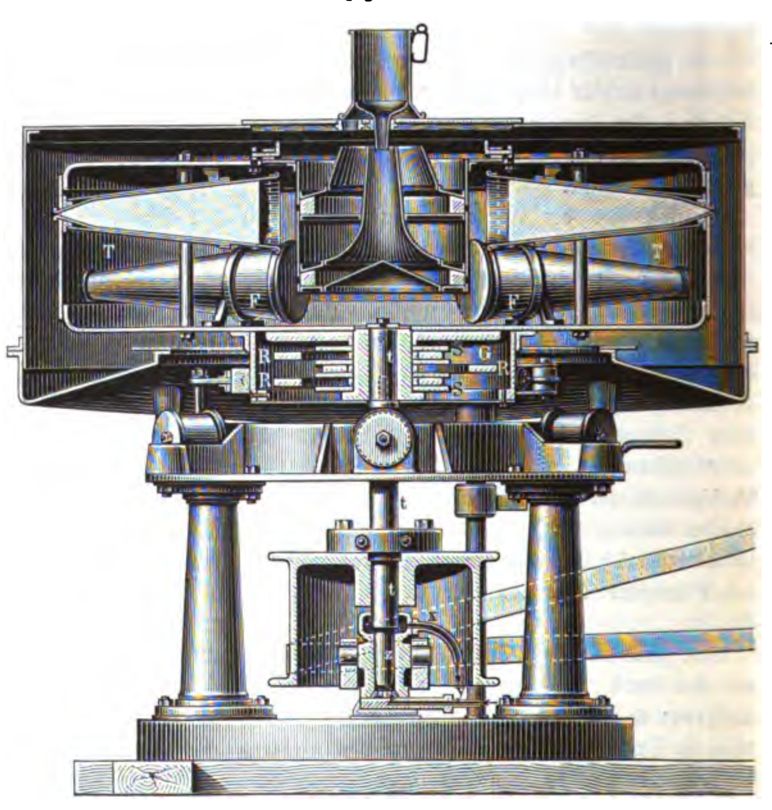
emporsteigen und über den oberen Rand des Mantels *a* nach außen treten kann, sobald, wie dies bei dem Schleudern der Fall ist, der sogenannte Deckdeckel *d* von dem Korb abgenommen ist. Dieser Deckel hat nämlich den Zweck, das Innere des Korbes nach vorgenommenem Abschleudern des Grünsyrups durch die an das Rohr *e* angeschlossene Saugleitung einer Luftpumpe luftleer zu machen, zu welchem Zwecke eine Durchlochung des Mantels vermieden werden muß. Wenn dann nach erzeugter Luftleere die Saugleitung abgeschlossen und durch ein zweites Rohr die zum Decken des Zuckers dienende Zuckerlösung, die Deckkläre, in die Trommel eingelassen wird, so durchdringt dieselbe die Zuckerbrode und man kann, nach Wiederabheben des Deckels *d*, die überflüssige Kläre abschleudern, nachdem zuvor die in den Zwischenräumen zwischen den Brodformen enthaltene Kläre durch das Ventil *g* abgelassen wurde.

Wie sich aus der Figur ersehen läßt, ist die den Spurzapfen aufnehmende Büchse *o* in einem kugelförmigen Lager unterstützt und das Halslager *h* der Axe von sechs radialen Zugstangen gehalten, deren äußere Enden gegen die Bufferfedern *i* wirken. Auf diese Weise ist der Trommelaxe ebenfalls die mehrbesagte Beweglichkeit gewahrt. Der Antrieb des Korbes durch einen auf die Riemscheibe *l* geführten halb geschränkten Riemen und die Einrichtung der Backenbremse *k* ist aus der Figur zu erkennen. Eine solche Schleudermaschine faßt bei einem Durchmesser des Korbes von 0,940 Meter 16 Zuckerformen, deren Inhalt 157 kg wiegt, während das Eigengewicht der leeren Formen 156 kg beträgt. Die Trommel macht in einer Minute 1000 Umdrehungen, wobei das Abschleudern des Grünsyrups etwa 15 Minuten dauert, während für alle Arbeiten, einschließlich des Absaugens und Deckens, eine Zeitdauer von 45 Minuten erforderlich ist.

Eine gleichfalls zum Decken der Zuckerbrode dienende Schleudermaschine aus der durch ihre vorzüglichen Centrifugen weltbekannten Fabrik von A. Fesca & Co. in Berlin ist durch Fig. 479 (a. f. S.) erläutert. Hierbei dient die Trommel *T* zur Aufnahme von 16 Stück Zuckerformen *F* von der bekannten kegelförmigen Gestalt, welchen an dem weiten Ende die in der Mitte eintretende Deckkläre zugeführt wird. Die Axe *t* der Trommel erhält hierbei ihre Beweglichkeit ebenso wie bei der vorgedachten Maschine durch ein von sechs Gummibuffern gehaltenes Halslager, während für die Unterstützung des Spurlagers die Kugellagerung durch die sogenannte Cardanische Aufhängung, d. h. eine solche mittelst eines Universalgelenkes gewählt worden ist, wodurch bekanntlich dieselbe Beweglichkeit erzielt wird, wie sie ein Kugelzapfen gewährt, dessen Mitte mit dem Durchschnittspunkte der beiden Queraxen zusammenfällt, um die das Universalgelenk schwingen kann.

In eigenthümlicher Art ist bei dieser Schleudermaschine der Spurzapfen Z unterstützt, indem derselbe nämlich von dem Oel getragen wird, welches durch die Röhre y vermittelst eines kleinen Pumpwerks unter den Zapfen gepreßt wird. Zu diesem Zwecke ist der Zapfen Z, Fig. 480, als ein sehr schlank nach unten hin verjüngter Kegel gestaltet, welcher in der genau passend

Fig. 479.

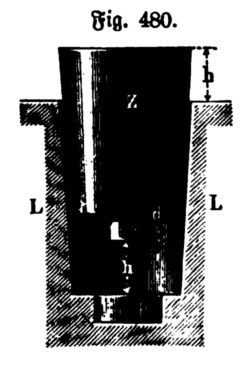


geschliffenen Lagerhülse L ringsum anliegt, sobald die Spur s sich auf die Spurplatte p setzt. Wird nun aber durch die Röhre y Oel mit genügender Pressung eingedrückt, so findet eine Erhebung des Spurzapfens Z sammt der auf ihm ruhenden Trommel statt, sobald die Pressung des Oeles in der Lagerbüchse einen Betrag p annimmt, der sich aus

$$\frac{\pi d^2}{4} p = G$$

ergiebt, wenn d den Durchmesser des Zapfens Z und G das Gewicht des Korbes und der Axe bedeutet. Die Größe h, um welche sich hierbei der Zapfen erhebt, bestimmt sich aus dem Neigungswinkel α der kegelförmigen Zapfenfläche gegen die Axe und der Menge Oel Q, welche fortwährend durch die Röhre y eingeführt wird, wie folgt:

Fig. 480.



Ist d der Durchmesser des Zapfens Z an der untersten Stelle, so ist der Durchmesser der umschließenden Zapfenhülse an einer um h höheren Stelle durch $d_1 = d + 2\,h\,tg\,\alpha$ ausgedrückt, so daß der an dieser Stelle für den Durchgang des Oeles vorhandene Querschnitt durch

$$F = \pi\,\frac{d_1^2 - d^2}{4} = \pi\,(d\,h\;tg\,\alpha + h^2\;tg^2\,\alpha)$$

gefunden wird, in welchem Ausdrucke man das zweite Glied wegen der Kleinheit gegen das erste vernachlässigen kann, so daß der Querschnitt $F = \pi\,d\,h\,tg\,\alpha$ zu setzen ist. Durch diesen Querschnitt muß die in der Zeiteinheit eingeführte Oelmenge Q mit einer Geschwindigkeit

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi\,d\,h\,tg\,\alpha}$$

sich hindurch bewegen. Dieser Bewegung des Oeles durch den sehr engen Ringspalt setzt sich ein Widerstand entgegen, welcher sich, da er proportional mit dem Quadrat der Geschwindigkeit anzunehmen ist, für jede Flächeneinheit allgemein durch

$$w = k\,v^2 = k\,\frac{Q^2}{\pi^2\,d^2\,h^2\,tg^2\,\alpha}$$

ausdrücken läßt, wenn k eine gewisse Erfahrungszahl vorstellt. Dieser Widerstand w ist aber gleich der von dem Gewichte des Korbes auf die Flüssigkeit ausgeübten Pressung

$$p = \frac{4\,G}{\pi\,d^2}$$

zu setzen, so daß man die Beziehung erhält:

$$\frac{4\,G}{\pi\,d^2} = k\,\frac{Q^2}{\pi^2\,d^2\,h^2\,tg^2\,\alpha}$$

oder

$$h = \frac{Q}{2\sqrt{\pi}\,tg\,\alpha}\sqrt{\frac{k}{G}}.$$

Hieraus erkennt man, daß die Erhebung der Trommel durch den Druck des Oeles unter sonst gleichen Umständen sich direct wie die zugeführte Oelmenge Q, umgekehrt wie die Verjüngung $tg\,\alpha$ und umgekehrt wie die Quadratwurzel aus dem Gewichte G des Korbes verhält. Man hat es daher durch eine entsprechende Form des Zapfens und durch die Regulirung der unablässig eingepumpten Oelmenge immer in der Hand, die Korbwelle um einen bestimmten Betrag von etwa 5 bis 10 mm von ihrer Spur abzuheben, so daß thatsächlich der Korb auf dem Oele schwimmt, womit natürlich ein möglichst geringer Reibungswiderstand am Spurzapfen verbunden ist.

Beispielsweise ergiebt sich der Druck p für jedes Quadratcentimeter des Zapfens Z, wenn dessen Durchmesser 60 mm beträgt und die beladene Trommel 2500 kg wiegt, zu $p = \frac{4 \,.\, 2500}{3,14 \,.\, 36} = 88,5$ kg.

Wenn der Zapfen, dessen Seite etwa unter 1° gegen die Axe geneigt sein mag, sich um 5 mm abhebt, so entsteht ringsum ein Zwischenraum von

$$5 \,.\, tg\,1^0 = 5 \,.\, 0,017 = 0,085 \text{ mm},$$

welchem ein Durchgangsquerschnitt von

$$3,14 \,.\, 60 \,.\, 0,085 = 16 \text{ qmm}$$

entspricht. In diesem Falle müßte daher das Pumpwerk fortwährend eine solche Menge Oel zuführen, daß dieselbe in Folge des vorhandenen Druckes von 88,5 Atmosphären durch den vorhandenen Ringspalt von 16 qmm Querschnitt hindurchgezwängt wird. Als Pumpwerk wendet Fesca drei von derselben Kurbelwelle getriebene Pumpen an, denen das durch das Abgangsrohr x abgehende Oel fortwährend wieder zufließt.

Zur Ausgleichung eines etwa vorhandenen Uebergewichtes der Ladung dient der Gleichgewichtsregulator G, welcher im Wesentlichen aus drei Ringen R besteht, die lose verschieblich zwischen festen Scheiben S der Axe t befindlich sind. Ueber die Wirkungsart dieses Regulators wird weiter unten etwas Näheres angeführt werden.

Die größten Schleudermaschinen dieser Art zum Schleudern von 16 Zuckerbroden von je 12 kg Gewicht haben einen Durchmesser des Korbes von 2 m, und machen bei einem Gewichte der beladenen Trommel von 2500 kg in der Minute 500 Umdrehungen, wozu eine Betriebskraft von sechs Pferden erforderlich ist.

Um die Schleudermaschinen zu einem ununterbrochenen Betriebe zu befähigen, hat man verschiedene Anordnungen vorgeschlagen, welche dazu dienen, entweder die nach genügender Entwässerung in der Trommel zurückbleibenden Massen aus der letzteren zu entfernen, ohne dabei ein Anhalten der Trommel vornehmen zu müssen, oder welche es ermöglichen, die zu schleudernden Massen in einem ununterbrochenen Gange durch die Maschine

hindurchzuführen. Zu den in der erstgedachten Art wirkenden Mitteln gehört der von Röttger[1]) angegebene Entleerer, welcher im Wesentlichen aus einer für gewöhnlich auf dem Boden des Schleuderkorbes ruhenden Ringplatte besteht, die erforderlichen Falles mit Hülfe einer die Axe umgebenden cylindrischen Zahnstange gehoben werden kann, wobei dieselbe, da sie bis dicht an den Siebmantel des Schleuderkorbes reicht, die im Inneren des letzteren angesetzten Rückstände nach oben herausschiebt. Die herausgehobene Masse wird durch die Fliehkraft sogleich in Stücke zerbrochen und nach außen geschleudert, sobald sie über den freien Rand der Trommel tritt. Die besagte Ringplatte dreht sich während des Entleerens gleichfalls mit dem Korbe um, was die cylindrische Zahnstange gestatten soll; es dürfte daher wohl ein schneller Verschleiß der Zahnräder sich einstellen, die behufs der gedachten Hebung des Entleerers in die ringförmigen Zähne der schnell rotirenden, cylindrischen Zahnstange eingreifen.

Dagegen will Furneß[2]) in London die Entfernung der Rückstände aus dem Schleuderkorbe mit Hülfe einer Walzenbürste erzielen, welche, für gewöhnlich außerhalb der Trommel befindlich, vermöge der Aufhängung ihrer Axe durch ein Universalgelenk zur geeigneten Zeit in die Trommel eingesenkt und in schräger Richtung gegen den Mantel gedrückt werden kann. Alsdann nimmt die Walzenbürste in Folge der Reibung eine Umdrehung um ihre Axe an, wodurch die betreffenden Massen in ein Aufnahmegefäß oder unmittelbar über den Rand des Korbes hinweggefegt werden sollen.

Zur Erzielung einer ununterbrochenen Wirkung schlägt Röttger[3]) vor, den Schleuderkorb aus zwei sehr flachen, siebförmig durchbrochenen Kegelmänteln derart zu bilden, daß diese in entgegengesetzter Stellung auf der senkrechten Axe befestigten beiden Kegel zwischen sich einen linsenförmigen Raum bilden, welcher am ganzen Umfange einen schmalen Ringspalt offen läßt, durch den die festen Massen hinausgeschleudert werden sollen, während die flüssigen Bestandtheile auf dem Wege von innen nach außen durch die Löcher der beiden Siebböden entweichen sollen.

In noch einfacherer Art wollen Schüchtermann & Kremer[4]) die stetige Entfernung der Rückstände, nämlich dadurch bewirken, daß der siebförmig durchbrochene Mantel der Trommel die Gestalt eines flachen Kegels erhält, dessen Neigung gegen den horizontalen Trommelboden so gering ist, daß die dagegen geschleuderten Massen darauf emporgleiten und über den oberen mehr oder minder hoch zu stellenden Rand hinwegtreten, während die flüssigen Bestandtheile auf diesem Wege durch die Löcher des kegelförmigen Mantels nach unten hindurchfallen sollen.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 33850. — [2]) D. R.-P. Nr. 33998. — [3]) D. R.-P. Nr. 29606 u. 30658. — [4]) D. R.-P. Nr. 20802.

Eine genügende Entwässerung wird wohl kaum durch die beiden zuletzt angeführten Einrichtungen zu erzielen sein, wogegen diejenigen Anordnungen eher Erfolg versprechen dürften, bei welchen die Trommel die Gestalt eines siebförmig durchbrochenen Kegelmantels[1]) erhält, in dessen Innerem ein Vollkegel mit darauf angebrachten Schraubengängen rotirt. Wenn diesem Schraubenkegel eine etwas geringere Umdrehungsgeschwindigkeit ertheilt wird, als dem Mantel, so wird die an einem Ende des letzteren eingebrachte Masse durch den Zwischenraum zwischen beiden Kegeln mit einer Geschwindigkeit hindurchgeführt, die außer von der Steigung s der Schraube von der Differenz der beiden Umdrehungszahlen abhängt. Wenn beispielsweise der äußere Mantel n_1 und der Schraubenkegel n_2 Umdrehungen in der Minute macht, so wird die eingeführte Masse mit einer Geschwindigkeit $v = (n_1 - n_2)s$ durch die Trommel hindurchgeführt, so daß sie bei einer Länge derselben gleich l während der Zeit

$$t = \frac{l}{v} = \frac{l}{(n_1 - n_2)s}$$

in der Maschine verbleibt, und daher während dieser Zeit einer Anzahl von $n_1 t = \frac{l}{s} \frac{n_1}{n_1 - n_2}$ Umdrehungen ausgesetzt ist. Man ersieht aus diesem Ausdrucke, daß man es jederzeit in der Hand hat, durch eine geringe Verschiedenheit der Drehungszahlen n_1 und n_2 die Dauer beliebig groß zu machen, während welcher die Masse der Einwirkung der Fliehkraft ausgesetzt ist.

§. 137. **Milchschleudern.** Wie bereits im §. 135 angeführt wurde, handelt es sich bei dem Aufrahmen der Milch lediglich darum, den Unterschied in den specifischen Gewichten der Fettkügelchen und der wässerigen Bestandtheile der Milch zu einer Trennung dieser beiden Bestandtheile zu benutzen. Während bei der Abscheidung durch einfaches Absitzenlassen der Milch in flachen Gefäßen der geringe Auftrieb der leichteren Fetttheilchen in der wässerigen Milch, d. h. der Unterschied der Gewichte eines Fetttheilchens und eines gleich großen Raumtheilchens der wässerigen Milchflüssigkeit als die auf eine Trennung hinwirkende Kraft auftritt, stellt bei dem Schleudern der Milch der Unterschied der Fliehkräfte zweier solchen Massen die trennende Kraft vor. Die Wirkung ist hierbei eine wesentlich andere als diejenige bei dem Absondern durch Siebe oder filternde Stoffe, wobei der Durchgang der Flüssigkeit durch das Filtermaterial und hiermit die Absonderung wesentlich durch eine Verstärkung des Druckes befördert wird, welchem die ganze Masse ausgesetzt ist. Bei den Milchschleudern dagegen ist die absolute Größe des

---

[1]) D. R.-P. Nr. 1964, 30235, 35172.

Druckes, unter welchem die Flüssigkeit steht, für die Absonderung ebenso wenig von Einfluß, wie das Aufsteigen eines leichteren Theiles in einer Flüssigkeit von der Höhe der darüber stehenden Flüssigkeitsschicht beeinflußt wird. Aus diesem Grunde pflegt man den Gefäßen, in denen das Aufrahmen durch Absetzen erfolgt, immer nur eine geringe Tiefe zu geben, um den Weg möglichst klein zu machen, den jedes Theilchen bis zur freien Oberfläche zurückzulegen hat. Eine ähnliche Betrachtung hat in neuerer Zeit dazu geführt, auch in den Milchschleudern die Milch in dünnen Schichten auszubreiten, und man scheint hierdurch sehr günstige Resultate in Betreff einer schnellen und vollkommenen Absonderung erzielt zu haben.

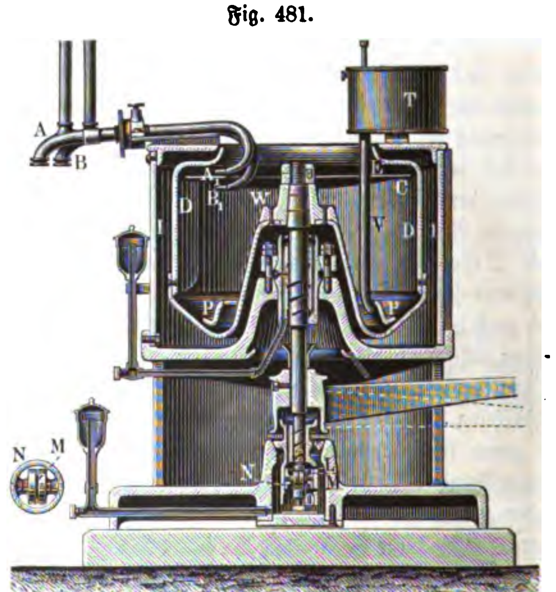
Die ersten Versuche, die Fliehkraft zum Aufrahmen der Milch zu verwenden, wurden in der Weise ausgeführt, daß man die mit Milch gefüllten Eimer an wagerechte Arme einer stehenden Welle hing [1]), so daß sie bei der schnellen Umdrehung der Welle sich radial nach außen richteten und in Folge der Verschiedenheit der Fliehkraft die schwereren wässerigen Theile nach außen gegen den Boden der Eimer gedrängt wurden, während die leichtere Sahne sich in geringerem Abstande von der Axe ablagerte. Wurde nach längerem Umdrehen die Welle allmählich angehalten, so konnte die Sahne als die obere Schicht aus jedem Eimer abgeschöpft werden. Diese sehr unvollkommene und auch gefährliche Arbeit wird heute nicht mehr ausgeführt, vielmehr wird ganz allgemein die zu entrahmende Milch in eine mit undurchbrochenem Mantel versehene Trommel geleitet und genöthigt, an der sehr schnellen Umdrehung derselben theilzunehmen. In Folge dieser Umdrehung legt sich die ganze Flüssigkeitsmasse gegen den Mantel der Trommel in Form eines ringförmigen Umdrehungskörpers, in welchem eine schichtenweise Ablagerung der verschieden schweren Flüssigkeitstheilchen stattfindet, derart, daß die leichten Fetttheilchen die innerste Schicht bilden. Wenn man daher durch geeignete Abzugsvorrichtungen dafür sorgt, die Sahne und die entrahmte Milch, jede für sich, durch besondere Röhren in dem Maße ununterbrochen abzuziehen, in welchem der Trommel in der Mitte die zu entrahmende Milch zugeführt wird, so erhält man Maschinen mit ununterbrochenem Betriebe, von denen im Folgenden einige der meist verbreiteten angeführt werden mögen.

In Fig. 481 (a. f. S.) ist eine Milchschleuder von Burmeister & Wains dargestellt, bei welcher die Milch aus dem Gefäße *T* durch die Röhre *V* bis an den Boden der Lauftrommel *D* herabgeführt wird, wo sie, zwischen dem Boden und dem daselbst eingesetzten Ringe *P* hindurchtretend, nach oben steigt und durch mehrere im Inneren der Trommel radial hervorstehende Blechschienen gezwungen wird, an der Umdrehung der Trommel

[1]) Landwirthschaftl. Maschinenkunde von Dr. A. Wüst. D. R.-P. Nr. 7389.

theilzunehmen. Die ununterbrochene Abführung der die innerste Schicht des Umdrehungskörpers bildenden Sahne geschieht in eigenthümlicher Weise durch eine Röhre B, welche an dem umgebogenen Ende bei B_1 eine feine Oeffnung mit messerscharfem Rande bildet, der so gegen die Rahmschicht gestellt ist, daß er ein förmliches Ausschälen der Sahne an dieser Stelle bewirkt. Die mit der großen, ihr eigenthümlichen Umdrehungsgeschwindigkeit in die Röhre B_1 hineintretende Sahne wird in solcher Weise unablässig durch das Rohr B abgeführt. In ganz ähnlicher Art wirkt die Röhre A mit dem Mundstück A_1, und zwar wird hierdurch die entrahmte Magermilch ab-

Fig. 481.

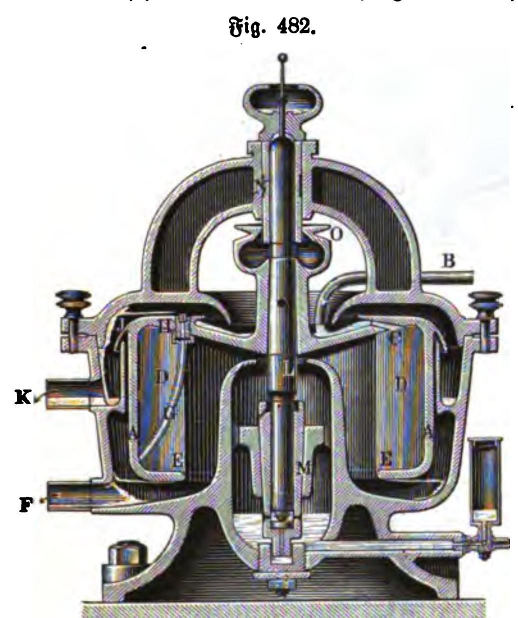


gezogen, da der im oberen Theile der Trommel befindliche Ring C zu dem Mundstücke A_1 nur Flüssigkeit aus der äußeren Schicht gelangen läßt. Durch entsprechende Verstellung der beiden Schälröhren A_1 und B_1 hat man es in der Hand, jederzeit den gewünschten Grad der Entrahmung zu erzielen, indem man durch B_1 je nach Bedürfniß eine geringere Menge sehr fetthaltiger oder eine größere Menge mehr Wasser enthaltender Sahne abziehen kann.

Die Einrichtung der aus Stahlblech genieteten Trommel D und des schmiedeisernen Schutzmantels J, die Anordnung des Halslagers und des Antriebes durch einen halb verschränkten Riemen sind aus der Figur ersichtlich. Um die Spurzapfenreibung möglichst herabzuziehen, ist der Spur-

zapfen L auf zwei cylindrische Reibrollen M und N gestellt, welche unterhalb auf dem festen Zapfen O ihre Stütze finden, so daß, indem diese Rollen ähnlich den Läufersteinen eines Kollerganges sich herumwälzen, die Zapfenreibung vermieden werden soll. Dafür wird aber eine gleitende Reibung sowohl an dem Zapfen L wie O auftreten, so daß ein Vortheil durch diese Einrichtung wohl kaum erzielt werden wird. Von dieser Maschine wird angegeben, daß die größere Ausführung stündlich 1000 Liter Milch entrahmt, und die Trommel dabei minutlich 2700 Umdrehungen macht, während eine kleinere Maschine mit 4000 Umdrehungen eine Leistung von 500 Liter zeigt.

Fig. 482.



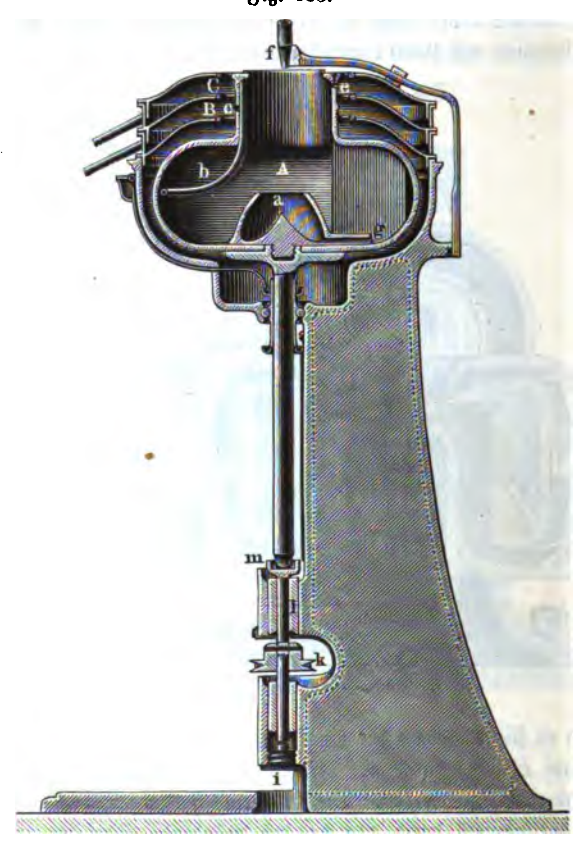
In wesentlich anderer Weise erfolgt die Zuführung der Milch und die Abführung der gesonderten Bestandtheile in der Milchschleuder von Lefeldt & Lentsch, welche durch Fig. 482 veranschaulicht wird. Die oben geschlossene und unten offene Schleudertrommel A empfängt hier die aus der Zuflußröhre B fließende Milch durch eine Oeffnung C im oberen Boden. Radiale Blätter D zwingen auch hier die einfließende Milch, an der Drehung sich zu betheiligen, und es fließt, sobald der ringförmige Raum in der Trommel bis zu deren Rande E sich gefüllt hat, der Rahm über diesen Rand hinweg, um durch F abgeführt zu werden. Die Magermilch dagegen wird am Umfange des Trommelmantels durch das daselbst mündende Rohr G entnommen. Wie die oberhalb aus diesem Rohre austretende Flüssigkeit über den oberen Trommelrand bei J überschlägt, um durch K abgeführt zu werden, ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Lagerung der Axe L in dem Fußlager M und dem Halslager N, sowie der Antrieb durch eine auf die Scheibe O geführte Schnur. Eine Veränderung in dem Verhältniß der beiden abzuziehenden Bestandtheile, also eine Regulirung des Entrahmungsgrades, kann hier nur durch die Veränderung der Abflußröhre G für die Magermilch

herbeigeführt werden, zu welchem Zwecke man bei *H* verschiedene Wechselstücke einsetzen kann.

Diese Maschinen machen 6500 Umdrehungen in der Minute und entrahmen

Nr. 0	mit $1/2$ Pfkrft.	 500	Liter stündlich,
„ 1	„ $3/4$ „	 750	„ „
„ 2	„ 1 „	 1000	„ „

Fig. 483.

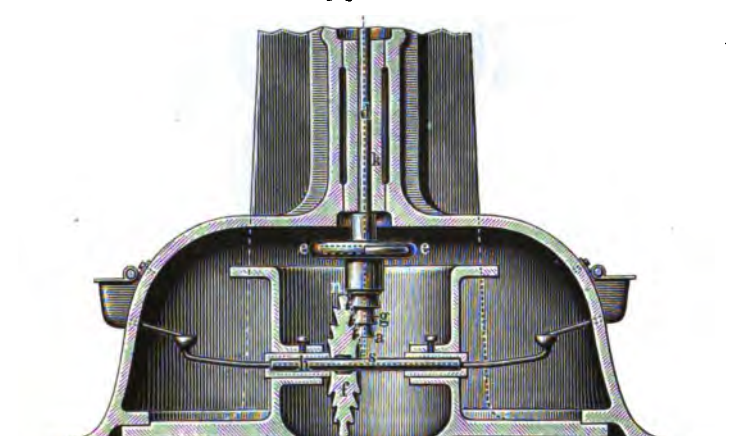


In Fig. 483 ist eine schwedische Milchschleuder, der sogenannte Separator de Lavals, in der Ausführung des Bergedorfer Eisenwerkes angegeben. Die Schleudertrommel *A* hat hier eine apfelförmige Gestalt mit einem cylindrischen Halse erhalten, so daß die Magermilch durch das an der weitesten Stelle der Trommel mündende Rohr *b* abgezogen werden kann, um durch die Oeffnung *c* über den Teller *B* hinweg nach der Abflußtülle zu gelangen, während der Rahm in dem Halse emporsteigt, um durch eine Oeffnung *e*

in dessen oberen Theile auf den Teller *C* und nach dessen Abflußrohr zu treten. Der Antrieb erfolgt durch eine Schnur auf die Scheibe *k*, wodurch zunächst die Spindel *l* bewegt wird, welche der bei *m* auf ihr mittelst eines Holzfutters ruhenden Axe der Lauftrommel die Umdrehung durch Reibung mittheilt. Aus einem über der Mitte der Trommel angebrachten Rohre *f* fällt die zu schleudernde Milch zunächst in den kleinen Topf *a*, an dessen Boden sie durch eine Oeffnung nach dem Umfange der Trommel gelangt.

Eigenthümlich ist bei derartigen Milchschleudern der Betrieb durch eine Dampfturbine, d. h. durch ein auf die Spindel *d*, Fig. 484, geschobenes Rädchen *e*, welches nach Art der schottischen Turbinen mit mehreren gekrümmten Armen versehen ist, durch die der von unten bei *a* zugeführte

Fig. 484.

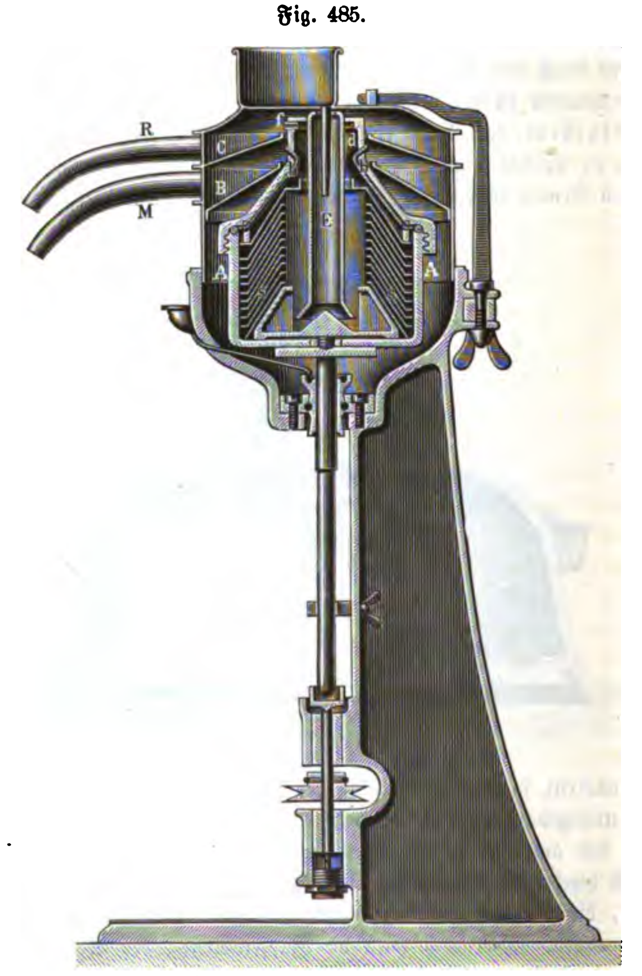


Dampf austritt, so daß die Drehung der Spindel *d* und der auf ihr stehenden Centrifugenaxe ohne weiteres Vorgelege direct durch die Reactionswirkung des austretenden Dampfes erzielt wird. Zum Ersatz des Spurlagers ist hierbei die Nabe *g* des Turbinenrädchens mit mehreren Ansätzen versehen, die auf den Umfängen entsprechender Ränder einer Frictionsscheibe *f* ruhen. Hierdurch wird die Zapfenreibung der Spindel *d* vermieden und es ist nur die geringere Reibung an den Zapfen der Axe *h* des Rades *f* zu überwinden. Zur Vermeidung gleitender Reibung müssen die Ansätze von *f* und *g* derartig angeordnet sein, daß die sämmtlichen Auflagerpunkte in einer durch den Durchschnitt *s* der beiden Axenrichtungen von *d* und *h* gehenden geraden Linien *sn* liegen, wie in der Figur durch Punktirung angedeutet worden ist.

Wenn auch diese Betriebsart sich durch Einfachheit auszeichnet, so wird doch eine vortheilhafte Ausnutzung der Dampfkraft wohl kaum dabei erreicht werden.

Die in Fig. 485 dargestellte Milchschleuder, welche von dem Bergedorfer Eisenwerke nach der v. Bechtolsheim'schen Erfindung[1]) ausgeführt und

Fig. 485.



unter der Bezeichnung Alpha-Separator in den Handel gebracht wird, unterscheidet sich von der durch Fig. 483 erläuterten Maschine hauptsächlich durch die Einrichtung der Schleudertrommel, durch welche eine wesentlich

[1]) D. R.-P. Nr. 48615.

bessere Wirkung beim Aufrahmen der Milch erzielt werden soll. Hier sind nämlich in die cylindrisch gestaltete Schleudertrommel *A* eine größere Anzahl kegelförmiger Einlagen *s* eingebracht, zwischen denen die durch das Rohr *E* zugeführte Milch sich in dünnen Schichten hindurch bewegen muß. Abweichend von der bisher üblichen Einrichtung, wonach die eingeführte Milch durch einzelne mit der Trommel fest verbundene und an deren Bewegung theilnehmende radiale Querwände plötzlich zur Rotation veranlaßt wird, soll bei der gedachten Einrichtung ein allmähliches Mitnehmen der Milch vermöge der Reibung an den Einlagen bewirkt und dabei die Stoßwirkung vermieden werden. Hauptsächlich aber soll die Abscheidung des Rahms von der Magermilch dadurch befördert werden, daß in den einzelnen sehr dünnen Schichten jedes Fetttheilchen nur eine Flüssigkeitsschicht von sehr geringer Dicke zu durchdringen braucht, ebenso wie dies bei dem Absetzen der Milch in flachen Gefäßen von derselben geringen Tiefe der Fall sein würde. Die in der Mitte aufsteigende Sahne fließt durch die Oeffnung *f* über den Teller *C* nach dem Abflußrohr *R*, während die Magermilch durch mehrere schräg gestellte Röhren *b* am äußeren Umfange des Trommelinneren entnommen und auf den Teller *B* getrieben wird, so daß sie durch das Rohr *M* abfließt. Je nachdem man die Abflußröhre *f* mehr oder minder weit in das Innere der Trommel hineinragen läßt, kann man eine geringere Menge dickerer oder eine größere Menge dünnerer Sahne abziehen und hat daher den Grad der gewünschten Entrahmung in der Hand. Die Ergebnisse dieser erst ganz neuerdings in Anwendung gebrachten Milchschleuder scheinen nach den darüber bekannt gewordenen Urtheilen [1]) recht günstig zu sein, indem hiernach nicht nur die Menge der in bestimmter Zeit und mit gewisser Betriebkraft abzurahmenden Milch größer, sondern auch die Abrahmung eine vollständigere zu sein scheint, als bei den bisherigen Milchschleudern ohne Einsätze.

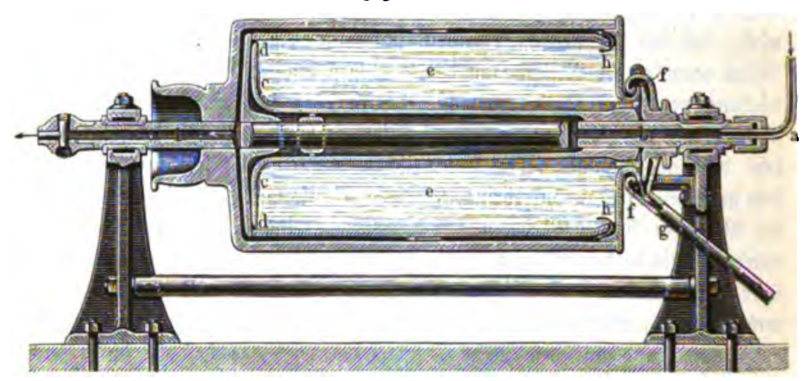
Um auch ein Beispiel für eine Milchschleuder mit horizontaler Axe anzuführen, ist in Fig. 486 (a. f. S.) die Einrichtung [2]) angegeben, welche von Lefeldt & Lentsch zur Verwendung gebracht worden ist. Hierbei tritt die durch die Zuführungsröhre *a* und die hohle Axe *b* eingeführte Milch um die Scheibe *c* herum und an deren Rande ringsum bei *d* in die mit radialen Flügeln versehene Trommel *e*. Da durch die schnelle Umdrehung der letzteren die Magermilch nach außen und der Rahm nach innen getrieben wird, so kann der Rahm durch den ringförmigen Spalt *f* nach dem Abflußrohr *g* gelangen, während die durch die Löcher *h* austretende Magermilch am äußeren Umfange des Trommeleinsatzes nach dem Zapfen *l* und durch dessen Höhlung nach außen gelangt.

---

[1]) Milch-Zeitung 1891, Nr. 29. — [2]) D. R.-P. Nr. 9241.

In eigenthümlicher Art ist die horizontale Milchschleuder von Petersen[1]) in Hamburg eingerichtet, indem bei derselben die freien Enden einer horizontal gelagerten Axe zwei Schleuderkörbe tragen, welche vorn ganz offen und frei zugänglich sind, so daß die zu schleudernde Milch durch ein in der Mitte einmündendes Rohr zugeführt werden kann. Von dem bei der

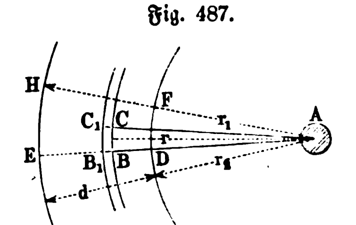
Fig. 486.



schnellen Umdrehung der Axe in jedem Korbe von der Flüssigkeit gebildeten Umdrehungskörper schält das messingförmige Mundstück einer Abzugsröhre im Inneren die Sahne heraus, während die Magermilch über den Trommelrand fließt, um von einem die Trommel umgebenden Mantel aufgenommen zu werden.

§. 138. **Wirkungsart der Schleudermaschinen.** Um über die Wirkungsweise der Schleudermaschinen ein Urtheil zu erlangen, sei in Fig. 487 im Abstande $AB = r$ von der Axe A eine zur letzteren concentrische, cylindrische Schicht der geschleuderten Masse von der Dicke ∂r und der in der Axenrichtung gemessenen Höhe gleich 1 gedacht, und es möge aus dieser Schicht ein sehr kleines Stück BC von der Länge $r\,\partial\alpha$ herausgeschnitten gedacht werden, wobei $\partial\alpha$ den zugehörigen Mittelpunktswinkel vorstellt.

Fig. 487.



Bezeichnet γ das specifische Gewicht der Masse, so hat das betrachtete ringförmige Element ein Gewicht $G = \gamma\, r\, \partial\alpha\,.\,\partial r$ und daher ist bei einer Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ entsprechend n Um-

---

[1]) D. R.-P. Nr. 11592.

drehungen des Schleuderkorbes die auf das betrachtete Element wirkende Fliehkraft durch

$$\partial C = \frac{G}{g}\,\omega^2 r = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 r^2 \partial\alpha\,\partial r$$

dargestellt. Diese der Masse des besagten Elementes entsprechende Fliehkraft erzeugt in der das Element umgebenden Cylinderfläche $C_1 B_1$ vom Halbmesser $r + \partial r$ und der Größe $(r + \partial r)\partial\alpha = r\,\partial\alpha$ eine gewisse Pressung, welche für die Flächeneinheit sich ausdrückt durch

$$\partial p = \frac{\partial C}{r\,\partial\alpha} = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 r\,\partial r.$$

Gesetzt nun, die in der cylindrisch gedachten Trommel vom Halbmesser $AE = r_1$ enthaltene Masse bilde eine Auskleidung der Trommel von einer radialen Dicke $ED = d$, habe also den inneren Halbmesser

$$AD = r_1 - d = r_2,$$

so erhält man die Pressung, welche die ganze in der Trommel enthaltene Masse auf jede Flächeneinheit des Mantels EH ausübt, zu

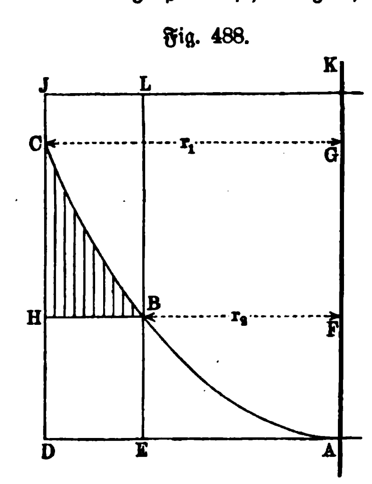
$$p = \int_{r_2}^{r_1} \partial p = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2} = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}.$$

Dieser Ausdruck ergiebt die Pressung für irgend eine beliebige Schicht BC im Abstande r von der Axe zu $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r^2 - r_2^2}{2}$, und man erkennt hieraus, daß die Pressung im inneren Umfange der geschleuderten Masse DF gleich Null ist und von da nach außen allmählich bis zu dem größten Werthe $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$ zunimmt. Auch findet sich, daß die Pressung des Korbmantels bei einer bestimmten Umdrehungsgeschwindigkeit um so größer ausfällt, je kleiner r_2, d. h. je größer die Dicke der auskleidenden Schicht ist, und daß der Korb der größten Pressung ausgesetzt sein würde, wenn er vollständig von der zu schleudernden Masse erfüllt, d. h. wenn $r_2 = 0$ wäre. Bezeichnet man mit $G = \gamma\pi(r_1^2 - r_2^2)$ das Gewicht der in den Korb eingebrachten Ladung, so kann man die Pressung gegen den Mantel auch durch $p = \frac{G}{g}\,\frac{\pi n^2}{1800}$ ausdrücken, wonach dieselbe im geraden Verhältnisse mit dem Gewichte der Ladung wächst.

Wenn man in dem Ausdrucke $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$ die für eine bestimmte Umdrehungszahl n constante Größe $\frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{1800}$ mit k bezeichnet, so

erhält man in $p = kr^2$ die Scheitelgleichung für eine Parabel mit dem Parameter $\frac{1}{k} = \frac{g}{\gamma} \frac{1800}{\pi^2 n^2}$, wenn man unter p die Ordinaten parallel zur Axe und unter r die dazu senkrechten Abscissen versteht. In Fig. 488 ist diese Parabel ABC in den auf der Axe AK befestigten Schleuderkorb ADJ eingezeichnet. Nach dem in Th. I darüber Gesagten wird die in den Korb eingebrachte Masse, von welcher eine hinreichende Beweglichkeit vorausgesetzt werden möge, innerlich durch ein Umdrehungsparaboloid begrenzt, und wenn durch LE der Durchschnitt durch dieses Paraboloid dargestellt wird, so darf man bei der großen Geschwindigkeit, mit welcher der Schleuderkorb gewöhnlich umgedreht wird, die Linie LE hinreichend genau als eine zur Axe AK parallele Gerade ansehen. Es ergiebt sich nun aus der Figur, daß bei einer vollständig mit Masse erfüllten Trommel die Pressung im Mantel derselben durch die Ordinate CD und in einem Abstande $FB = r_2$ von der Axe durch BE dargestellt ist. In Folge davon wird $CH = p$ die Mantelpressung bei der vorausgesetzten Ladung der Trommel darstellen, und in der dreieckigen Fläche HCB bedeutet überall die senkrechte Ordinate das Maß für die daselbst auftretende Pressung auf die Flächeneinheit.

Fig. 488.



Zwischen der Pressung der Masse in einer Schleudermaschine und der in einer gewöhnlichen hydraulischen oder sonstigen Presse findet daher ein wesentlicher Unterschied insofern statt, als in der Centrifuge die Pressung von innen nach außen zunimmt, während die zwischen den beiden Preßplatten einer gewöhnlichen Presse enthaltene Masse in allen Theilen dem gleichen von der Presse ausgeübten Drucke ausgesetzt ist.

Beispiel. Nimmt man für eine Schleudermaschine zum Schleudern der Zuckermaische einen Halbmesser der Trommel von $r_1 = 0{,}4$ m und eine Dicke der Zuckerschicht von 0,1 m, also den inneren Halbmesser $r_2 = 0{,}3$ m an, so erhält man bei 600 Umdrehungen des Korbes in der Minute unter der Annahme eines specifischen Gewichtes der Zuckermasse $\gamma = 1{,}5$, die Größe der Pressung des Mantels bezogen auf 1 qm Fläche, zu

$$p = \frac{1{,}5 \,.\, 1000}{9{,}81} \pi^2 \,.\, \frac{600 \,.\, 600}{900} \,.\, \frac{0{,}4^2 - 0{,}3^2}{2} = 152{,}9 \,.\, 9{,}87 \,.\, 400 \,.\, 0{,}035 =$$

603649 . 0,035 = 21127 kg, entsprechend einem Drucke von etwa 2 Atmosphären. Wäre der Korb gänzlich mit Masse gefüllt, so würde die Pressung im Verhältniß

$0,4^2 : 0,4^2 - 0,3^2 = 16 : 7$ größer, also etwa gleich 4,7 Atmosphären sein, während bei einer Dicke der ausgeschleuderten Schicht von nur 0,01 m die Pressung sich zu nur

$$603\,649 \cdot \frac{0,4^2 - 0,39^2}{2} = 2384 \text{ kg}$$

oder ungefähr 0,23 Atmosphären ergiebt.

Während man daher in allen Fällen, wo zur Absonderung ein größerer Druck erforderlich ist, denselben außer durch eine möglichst große Umdrehungsgeschwindigkeit auch durch eine thunlichst große radiale Dicke der geschleuderten Masse zu erreichen sucht, gelten für die Milchschleudern andere Regeln, wie sich aus dem Folgenden ergiebt.

Es stelle $BCED$, Fig. 489, ein sehr kleines würfelförmiges Element im Inneren der geschleuderten Milchflüssigkeit im Abstande $AC = r$ von der Axe der Schleudermaschine vor, und es möge γ_1 das specifische Gewicht dieses aus Fett oder Sahne bestehenden Theilchens sein, während die umgebende Milchflüssigkeit das specifische Gewicht γ haben möge. Ist dann p die Pressung auf die Flächeneinheit in dem Abstande r von der Axe und ∂r die Seite $BC = BD$ des betrachteten Würfels, so ist auf die Fläche BC ein radial nach außen gerichteter Druck von der Größe $p\,\partial r^2$ wirksam, während die ebenfalls auswärts gerichtete Fliehkraft des Theilchens durch $\frac{\gamma_1 \partial r^3}{g} \omega^2 r$ dargestellt ist, so daß die gesammte nach außen gerichtete Kraft durch $p\,\partial r^2 + \frac{\gamma_1 \partial r^3}{g} \omega^2 r = P_a$ dargestellt ist.

Fig. 489.

Auf die Einheit der Ringfläche im Abstande $AE = r + \partial r$ wirkt eine Pressung

$$p + \partial p = p + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r \partial r,$$

so daß die Fläche DE einer nach innen gerichteten Kraft

$$P_i = \partial r^2 \left(p + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r \partial r\right)$$

unterworfen ist. Da die Kräfte auf die vier übrigen Flächen des Parallelepipeds sich zu je zweien gegenseitig aufheben, so steht das betrachtete Theilchen, wenn von seinem eigenen Gewichte $\gamma_1 \partial r^3$ und von dem Auftriebe $(\gamma - \gamma_1) \partial r^3$ abgesehen wird, unter der Wirkung einer Kraft

$$P_i - P_a = \partial r^3 \frac{\gamma - \gamma_1}{g} \omega^2 r,$$

welche Kraft nach innen gerichtet ist und in der Masse $m = \frac{\gamma_1 \partial r^3}{g}$ eine Beschleunigung von der Größe

$$c = \frac{P_i - P_a}{m} = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma_1} \omega^2 r$$

hervorruft. Hieraus geht hervor, daß diese Beschleunigung unabhängig ist von der Pressung p in dem Abstande des Theilchens von der Axe, also unabhängig von der Dicke der Milchschicht, und da der Widerstand, welcher sich der Bewegung des Theilchens bis an die innere Schicht G entgegensetzt, mit dem Wege BG wächst, so erkennt man hieraus den Vortheil, welcher für die schnelle Absonderung des Rahms mit einer möglichst geringen Dicke BG der geschleuderten Schicht verbunden ist, wie eine solche durch die Einlagen der in Fig. 485 dargestellten Milchschleuder erzielt wird. Es erscheint daher die Anordnung solcher Einlagen für Milchschleudern durchaus zweckmäßig, während dieselben für alle zum Entwässern dienenden Schleudern nur nachtheilig wirken können, insofern die Pressung innerhalb jeder Einlage nur den kleinen Werth annehmen kann, welcher der geringen, innerhalb dieser Einlage enthaltenen Masse entspricht. Außer der schnellen und vollkommenen Absonderung wird durch die gedachten Einlagen noch der besondere Vortheil erzielt, daß durch dieselbe die Beanspruchung des Trommelmantels auf den geringen Betrag herabgezogen wird, welcher der dünnen, an diesem Mantel selbst vorhandenen Milchschicht zukommt, da jede Einlage für sich derjenigen Fliehkraft zu widerstehen hat, welche in der sie innerlich bedeckenden Milchschicht erregt wird. Das Letztere wird natürlich nur so lange gelten, als die Einlagen ringsum geschlossene Ringe darstellen, während in dem Falle, wo die Einlagen durch gebogene, an den Rändern nicht vereinigte Bleche gebildet sind, wegen der Federung dieser Bleche der Druck jeder Einlage auf die nach außen benachbarte übertragen werden muß, so daß der Mantel in diesem Falle ebenso wie bei einer Schleuder ohne Einlagen der aus der ganzen Ladung sich ergebenden Fliehkraft zu widerstehen hat.

Um zu einem Urtheil über die durch das Schleudern der Milch erreichbare Beschleunigung des Aufrahmens im Vergleich mit dem früher gebräuchlichen Aufrahmen in Absatzgefäßen zu gelangen, hat man nur zu erwägen, daß bei dem letzteren Verfahren die auf ein leichteres Filttheilchen von der Größe ∂r^3 und dem specifischen Gewichte γ_1 wirkende Kraft des Auftriebes in der Milchflüssigkeit vom specifischen Gewichte γ sich durch $(\gamma - \gamma_1) \partial r^3$ darstellt, woraus, abgesehen von den Widerständen, sich eine Beschleunigung der aufsteigenden Bewegung von $c_0 = \frac{\gamma - \gamma_1}{m} \partial r^3 = \frac{(\gamma - \gamma_1) \partial r^3}{\gamma_1 \partial r^3} g = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma_1} g$ ergiebt.

Hiernach verhalten sich die in Betracht kommenden Beschleunigungen c beim Schleudern und c_0 beim Absetzen wie

$$c : c_0 = \omega^2 r : g$$

und man erhält schon durch eine Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} = \frac{3,13}{\sqrt{r}}$$

dieselbe Beschleunigung wie bei dem Absetzen. Dies würde bei einem Halbmesser von $r = 0,1$ m einen Werth von $\omega = \frac{3,13}{\sqrt{0,1}} = 9,90$ m ergeben, entsprechend einer Umdrehungsgeschwindigkeit von $\frac{60 \,.\, 9,90}{2 \,.\, \pi} = 95$ Umdrehungen in der Minute. Wenn man dagegen die Trommel minutlich mit nur 3000 Umdrehungen bewegt, wie dies bei so kleinen Halbmessern noch mäßig ist, so erhält man mit $r = 0,1$ m eine im Verhältniß

$$\left(\frac{3000 \,.\, 2\pi}{60}\right)^2 \frac{0,1}{9,81} = 1007 \text{ mal}$$

größere Beschleunigung der Absonderung, als sie durch Absetzen der Milch erreichbar ist, und es geht hieraus zur Genüge der große Vortheil des Schleuderns bei dem Aufrahmen der Milch hervor.

§. 139. **Der Gleichgewichtsregulator.** Wenn die Trommel einer Schleudermaschine einschließlich aller mit der Axe rotirenden Theile genau in der Form eines Umdrehungskörpers ausgeführt und die Masse überall durchaus homogen angeordnet ist, eine Bedingung, welche bei allen guten Schleudermaschinen so weit möglich erfüllt sein wird, so heben sich alle in den einzelnen Theilen durch die Umdrehung hervorgerufenen Fliehkräfte gegenseitig auf, so daß auf die Axe durch diese Fliehkräfte keinerlei Wirkung ausgeübt wird, dieselbe also auch einem Zwange oder einer Pressung in ihren Unterstützungen nicht unterworfen ist, mit Ausnahme derjenigen Pressungen, welche etwa durch die einseitige Wirkung der die Bewegung übertragenden Mittel, Riemen, Räder ꝛc., hervorgerufen worden. Dies geht aus dem in Th. I über die Centrifugalkraft starrer Körper und insbesondere über die sogenannten freien Axen derselben Gesagten hervor, woselbst gezeigt wurde, daß für jeden homogenen Umdrehungskörper seine geometrische Axe eine freie Axe sein muß. Es wurde daselbst u. a. gefunden, daß jede freie Axe durch den Schwerpunkt hindurchgehen, und daß für dieselbe außerdem den beiden Bedingungen genügt werden muß:

$$\Sigma m x z = 0, \; \Sigma m y z = 0,$$

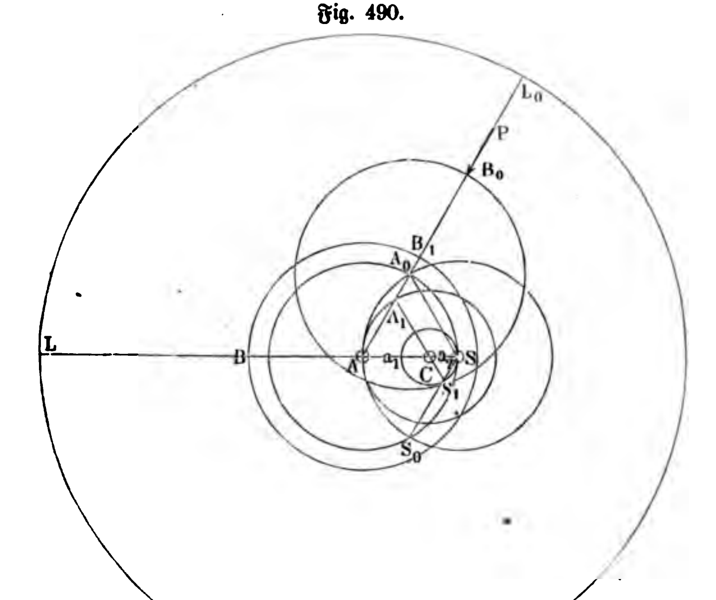
wenn m irgend ein Massentheilchen bedeutet und x, y, z seine Coordinaten für ein rechtwinkeliges Coordinatensystem vorstellen. In Folge dieser Eigenschaft genügt es, die Axe der Centrifuge einfach durch ein Spurlager zu unterstützen oder, wie in Fig. 477, in einem Punkte aufzuhängen, vorausgesetzt, daß auch der Riemenzug durch diesen Festpunkt aufgenommen wird; einer zweiten Führung durch ein Halslager bedarf die Axe der Trommel in diesem Falle ebenso wenig, wie eine solche Führung für die Axe eines auf einer horizontalen Platte sich drehenden Kreisels erforderlich ist. Daß eine besondere Halslagerführung der Axe in dem Falle nöthig wird, wo der Zug des treibenden Riemens nicht unmittelbar durch das Spurlager aufgenommen wird, ist selbstverständlich, ebenso wie sich in solchem Falle eine durch den Riemenzug erzeugte Pressung im Halslager ergiebt, deren Größe gefunden wird, sobald man die Riemenkraft in ihre beiden, im Spurlager und im Halslager, zur Wirkung kommenden Componenten zerlegt. Da diese Pressung dann beständig nach derselben Richtung wirksam ist, so wird sie im Allgemeinen einen unruhigen Gang der Axe nicht veranlassen.

Die vorstehend für den leeren Schleuderkorb gemachten Angaben behalten auch noch ihre Gültigkeit, wenn der Korb in solcher Weise beladen wird, daß die geschleuderte Masse rings um die Axe gleichförmig vertheilt ist, so daß auch der Schwerpunkt der beladenen Trommel noch in der geometrischen Axe der Welle gelegen ist. Diese Bedingung wird erfüllt sein, wenn die geschleuderte Masse flüssig oder doch hinreichend beweglich ist, um sich selbstthätig bei der Umdrehung so zu vertheilen, daß die innere Begrenzung der Masse die Gestalt der der Umdrehung zugehörigen paraboloidischen Niveaufläche annimmt. Es wird daher z. B. bei Milchschleudern auch im beladenen Zustande ein ruhiger Gang sich einstellen, wenn die Trommel der zuerst geforderten Bedingung genügt, wonach sie einen überall gleichmäßigen Umdrehungskörper vorstellt.

Wenn dagegen die in die Trommel gebrachte Masse jene vorausgesetzte Beweglichkeit nicht besitzt, z. B. wenn dieselbe durch Zeugstücke oder die zum Decken angewandten, mit Zuckermasse gefüllten eisernen Formen gebildet wird, so ist im Allgemeinen eine ganz gleichmäßige Vertheilung der Masse um die Axe nicht anzunehmen, und es wird daher der Schwerpunkt der beladenen Trommel um einen gewissen Betrag außerhalb der geometrischen Axe der Trommelwelle gelegen sein. Die Mittellinie der Welle hört damit auf, eine freie Axe zu sein, d. h. die Fliehkräfte aller Massentheilchen heben sich nicht mehr gegenseitig auf, sondern sie ergeben zusammen eine resultirende Fliehkraft und ein resultirendes Kräftepaar. Da sowohl die Richtung dieser resultirenden Fliehkraft wie auch die Ebene des resultirenden Kräftepaares in Folge der Drehung einer fortwährenden schnellen Veränderung ausgesetzt ist, so erklärt sich hieraus der in allen solchen Fällen zu beobachtende un-

ruhige Gang der Maschine, welcher in dem Maße stärker hervortritt, wie die Umdrehungsgeschwindigkeit größer ist, und welcher bis zu solchem Grade wachsen kann, daß eine Zerstörung der ganzen Maschine damit verbunden ist. Um diese Uebelstände möglichst zu beseitigen, hat man das Halslager der Trommel derartig durch Federn unterstützt, daß dasselbe nach jeder Richtung hin in gewissem Betrage ausweichen kann, wie dies bei Besprechung der durch die Fig. 478 und 479 erläuterten Beispiele angeführt wurde. Um sich von der Wirkungsart eines nachgiebigen Halslagers Rechenschaft zu geben, kann man folgende Betrachtung anstellen.

Fig. 490.



Es sei A, Fig. 490, die geometrische Axe und BA der Halszapfen der Trommelwelle und es möge L die Lagerbüchse dieses Zapfens vorstellen, welche zunächst aus starrem und nicht zusammendrückbarem Materiale bestehend und unwandelbar fest mit dem Maschinengestelle verbunden gedacht werde. Wenn dann durch eine einseitige Beladung des Korbes der Schwerpunkt desselben aus der Mitte A heraustritt und etwa nach S im Abstande $SA = a$ von A fällt, so muß bei der als vollkommen starr gedachten Lagerung dieser Schwerpunkt bei der Umdrehung des Schleuderkorbes sich in dem Kreise SS_0 um A bewegen, und es werden die erwähnten Erschütterungen sich einstellen.

Denkt man sich nun aber im Gegensatze hierzu das Material der Lagerbüchse L als vollkommen elastisch, so daß dasselbe dem geringsten einseitigen Drucke nachgiebt, so kann man sich die Schleuderwelle wie die Axe eines Kreisels vollkommen frei vorstellen, und es wird in Folge dessen der Schleuderkorb mit seiner Welle sich nun nicht um deren geometrische Axe A, sondern vielmehr um eine durch den Schwerpunkt S hindurchgehende freie Axe drehen, in Folge welcher Bewegung der Mittelpunkt A in einem Kreise AA_0 um die Schwerpunktsaxe herumgeführt wird. Man kann sich von diesem Vorgange mittelst jedes gewöhnlichen Kreisels eine Anschauung verschaffen, wenn man an demselben, etwa durch einen am Umfange eingetriebenen Nagel, eine excentrische Beschwerung anbringt. Dann nimmt der Kreisel während seiner Drehung jene bekannte schwingende Bewegung an, welche sich dahin kennzeichnen läßt, daß die geometrische Axe oder Mittellinie des Kreisels in einem Kegelmantel herumgeführt wird, dessen Spitze vom Stützpunkte des Kreisels und dessen Axe von der diesen Stützpunkt mit dem einseitig gelegenen Schwerpunkte verbindenden Geraden dargestellt wird.

In Folge dieser Bewegung, welche, wie bemerkt wurde, nur bei einer vollkommenen seitlichen Nachgiebigkeit des Halslagers auftreten würde, müßten sich bei einer Umdrehung um den Winkel $ASA_0 = \alpha$ die Axe A nach A_0 und der Zapfen B nach B_0 bewegen, wobei das Material der Lagerbüchse von der Dicke B_1L_0 auf die geringere B_0L_0 zusammengedrückt werden würde. In Wirklichkeit wird nun aber die Lagerbüchse weder vollkommen starr, noch vollkommen beweglich sein, d. h. sie wird, wenn sie etwa durch federnde Bänder gehalten wird, zwar nach der Seite hin ausweichen, aber die Ausweichung wird nicht bei der geringsten Kraft erfolgen, sondern zu jeder seitlichen Ausweichung, wie von B_1 nach B_0, wird eine gewisse Seitenkraft P erforderlich sein, mit welcher die Lagerbüchse auch wieder auf die Axe zurückwirkt. In Wirklichkeit wird also auch die Bewegung nicht, wie bei vollkommen starrem Halslager, eine Umdrehung von S nach S_0 um A und auch nicht, wie bei vollkommen nachgiebigem Halslager, eine Umdrehung von A nach A_0 um S vorstellen, sondern die Bewegung wird eine zwischen diesen beiden äußersten Grenzfällen liegende Drehung um irgend einen Punkt C zwischen A und S sein, der zufolge A nach A_1 und S nach S_1 sich bewegt. Es ist ersichtlich, daß der Abstand $AC = a_1$ dieses Drehungsmittelpunktes von der geometrischen Axe A um so größer ausfallen wird, je größer die Nachgiebigkeit des elastischen Halslagers ist, und daß also in gleichem Maße $SC = a_2 = a - a_1$ um so geringer wird, d. h. daß die thatsächliche Drehaxe sich um so mehr der sogenannten freien Axe nähert, für welche aus den Fliehkräften der einzelnen Massentheilchen keine Wirkungen entstehen. Man hat stets

$a_1 + a_2 = a$ und für ein vollkommen starres Lager $a_1 = 0$; $a_2 = a$; während einem vollkommen nachgiebigen Lager $a_1 = a$; $a_2 = 0$ entsprechen würde.

Aus den vorstehenden Betrachtungen ergiebt sich, daß man durch die elastische Lagerung der Korbwelle die aus einer einseitigen Belastung derselben folgenden Einwirkungen zwar mildern, niemals aber ganz aufheben kann, und daß der beruhigende Einfluß unter sonst gleichen Umständen um so größer sein wird, je größer die Nachgiebigkeit des Lagers, d. h. die bei einer bestimmten Seitenkraft auftretende seitliche Verschiebung ist. Lange Zugfedern werden daher in dieser Beziehung besser wirken als kurze, die geringste Wirkung wird von einer die metallene Lagerbüchse umgebenden Gummihülse zu erwarten sein.

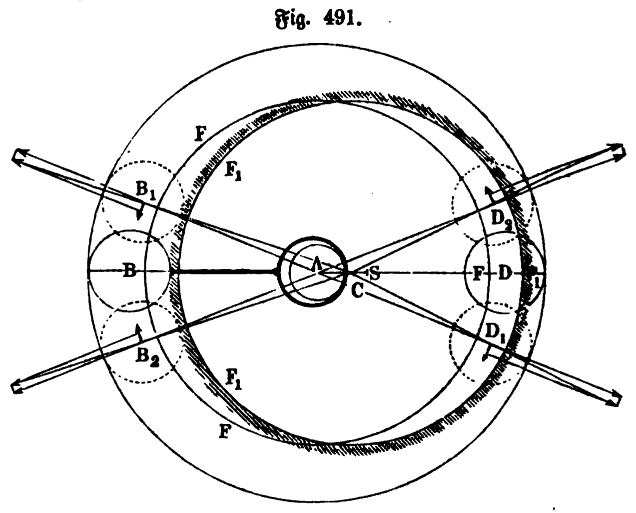
Um die mehrerwähnten, aus einer excentrischen Belastung des Schleuderkorbes sich ergebenden Uebelstände gänzlich zu beseitigen, giebt es kein anderes Mittel als die Beseitigung der Ursachen, d. h. die Herstellung einer genau centrischen Belastung; diesen Zweck will man durch die sogenannten Gleichgewichtsregulatoren erreichen. Man hat darunter solche Einrichtungen zu verstehen, vermöge deren bei einer etwa eingetretenen einseitigen Belastung der Schleudertrommel durch die nach der entgegengesetzten Seite hin erfolgende Verschiebung von gewissen mit der Trommel verbundenen Massen selbstthätig ein Zurückführen des Schwerpunktes in die geometrische Axe der Trommel bewirkt wird.

In einfacher Weise wird dies bei der Schleudermaschine von O. Braun[1]) dadurch angestrebt, daß auf der Welle ein scheibenförmiges, theilweise mit einer schweren Flüssigkeit (Quecksilber oder Chlorzink) angefülltes Gefäß angebracht ist, wovon die Wirkung leicht ersichtlich ist. Nach dem in Th. I hierüber Gesagten nimmt die Oberfläche der in einem rotirenden Gefäße enthaltenen Flüssigkeit die Gestalt eines Rotationsparaboloids an, dessen Axe mit der Umdrehungsaxe der Flüssigkeit übereinstimmt. Demnach wird der Durchschnitt durch die hier zur Verwendung gebrachte Flüssigkeit durch einen Kreis wie FF, Fig. 491 (a. f. S.), dargestellt sein, dessen Mitte in die geometrische Axe A der Trommelwelle fällt, so lange thatsächlich die Umdrehung des Korbes um diese Axe erfolgt, d. h. also, so lange entweder die Belastung des Korbes genau centrisch oder die Lagerung der Welle vollkommen starr ist. Sobald jedoch der Schwerpunkt der beladenen Trommel einseitig, etwa in S gelegen ist, wird, wenn das Halslager nachgiebig ist, nach dem Vorstehenden eine Umdrehung des Korbes um eine zwischen A und S, etwa in C gelegene Axe sich einstellen, in Folge deren nunmehr der um C beschriebene Kreis $F_1 F_1$ den Durchschnitt durch das

[1]) D. R.-P. Nr. 7389.

Flüssigkeitsparaboloid bildet. Man ersieht hieraus, wie die Verlegung der Drehungsaxe von A in der Richtung nach dem Schwerpunkte S hin sofort eine Anhäufung der Flüssigkeit nach dem diametral gegenüber liegenden Punkte des Gefäßumfanges zur Folge haben muß, und es findet bei hinreichender Masse der angewandten Flüssigkeit hierdurch eine Ausgleichung statt, der zufolge der Schwerpunkt wieder in die Axe A hineinfällt. Es ist auch ersichtlich, daß auf diese Wirkung nicht zu rechnen ist, wenn das Halslager nicht nachgiebig ausgeführt ist, weil dann stets, auch bei excentrischer Belastung des Korbes, die Drehung desselben um die Mittellinie der Welle erfolgen, folglich auch die Flüssigkeit durch den zu A concentrischen Kreis FF begrenzt sein muß.

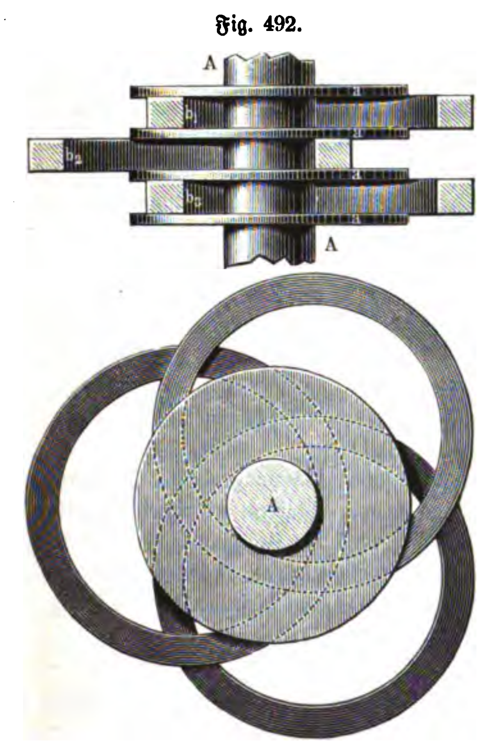
Fig. 491.



Man könnte auch anstatt einer Flüssigkeit feste, leicht bewegliche Körper, z. B. Kugeln, verwenden, welche in dem betreffenden Gefäße befindlich, in Folge der Fliehkraft sich mit bestimmtem Drucke gegen den Umfang des Gefäßes anlegen. So lange hierbei die Drehung um die Mittellinie in A erfolgt, wird eine solche Kugel an jeder beliebigen Stelle des Umfanges in relativer Ruhe verharren können, da an jeder Stelle der Umfang mit einer radial nach innen gerichteten Pressung der nach außen wirkenden Fliehkraft das Gleichgewicht hält. Wenn indessen die Drehung in Folge einer einseitigen Ladung des Korbes um die Axe C erfolgt, so kann eine derartige Kugel nur in den beiden Endpunkten B und D des durch S gelegten Durchmessers im Gleichgewichte sein, da nur an diesen Punkten die in der Richtung von C aus wirkende Fliehkraft senkrecht auf dem Umfange des Gefäßes steht. Es ist auch leicht einzusehen, daß die Lage in D dem Zustande des

labilen Gleichgewichts entspricht, denn bei der geringsten Entfernung der Kugel von D, etwa nach D_1 oder D_2, ergiebt die in der Richtung CD_1 oder CD_2 wirkende Fliehkraft bei rechtwinkeliger Zerlegung eine nach dem Umfange gerichtete Seitenkraft, welche die Kugel von D zu entfernen strebt, so daß dieselbe erst in dem Punkte B zur Ruhe kommen kann, welcher, wie sich aus der Figur ebenso ergiebt, einer stabilen Gleichgewichtslage entspricht. Hieraus folgt, daß die in dem betreffenden Gefäße enthaltenen beweglichen Massen bei einer einseitigen Belastung des Korbes nach der dem Schwerpunkte entgegengesetzten Seite getrieben werden, so daß dadurch die beabsichtigte Ausgleichung erfolgen kann.

Fig. 492.

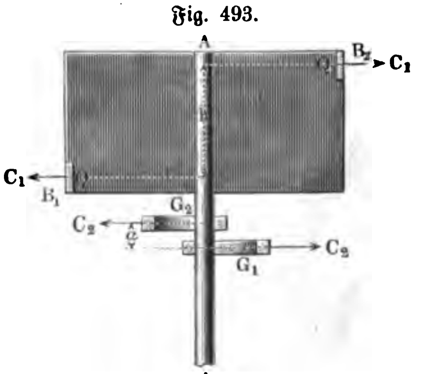


Man wird offenbar dieselbe Betrachtung anzustellen haben, wenn die hier betrachtete Kugel anstatt durch den Umfang des Gefäßes durch eine Schnur zurückgehalten wird, welche mittelst eines Ringes die Welle A der Schleudertrommel umfaßt, wie dies für die in B gezeichnete Kugel in der Figur angedeutet ist.

Hierauf beruht der von Fesca angewandte, gelegentlich der durch Fig. 479 dargestellten Schleudermaschine erwähnte Gleichgewichtsregulator. Hierbei sind die zur Ausgleichung dienenden Massen in der Form dreier Ringe b_1, b_2, b_3, Fig. 492, ausgeführt, welche die Welle A umfangen und zwischen den auf der letzteren befestigten Scheiben a verschieblich sind. Vermöge der Reibung zwischen diesen Scheiben und den auf ihnen ruhenden Ringen werden die letzteren veranlaßt, an der Umdrehung der Axe sich zu betheiligen, und es ist aus dem Vorhergegangenen ersichtlich, wie bei der Verschieblichkeit dieser Ringe jeder derselben sich immer so zu stellen strebt, daß der aus der Axe herausgetretene Schwerpunkt in dieselbe zurück verlegt wird. Für den Fall, daß der Korb genau centrisch beladen ist, der Schwer-

punkt also in die Mittellinie der Welle hineinfällt, werden die Ringe sich ebenfalls gleichmäßig um die Welle lagern, d. h. unter 120° gegen einander versetzt sein, denn bei jeder anderen Lage der Ringe würde der gemeinsame Schwerpunkt derselben außerhalb der Axe gelegen sein, und in Folge davon müßte eine Verschiebung der Ringe so lange eintreten, bis die centrische Schwerpunktslage erreicht wäre, was bei gleicher Größe der Ringe eine Versetzung derselben gegen einander um 120° bedingt. Selbstredend wird diese Lage durch eine einseitige Ladung des Korbes gestört, indem die Ringe sich mehr nach der dem Schwerpunkte gegenüber liegenden Seite zusammenziehen. Die Grenze für die Wirksamkeit dieses Regulators wird erreicht, wenn alle Ringe sich genau über einander befinden, etwa in der Lage des Ringes b_2 der Figur. Bezeichnet man mit G das Gewicht eines Ringes, mit D dessen inneren Durchmesser und mit d den Durchmesser der Welle an der Stelle, gegen welche sich die Ringe legen, so hat der Schwerpunkt jedes Ringes den Abstand $\frac{D-d}{2}$ von der Axe, und daher ergiebt sich für das Moment der drei Ringe in Bezug auf die Axe die Größe

Fig. 493.



$$M = 3\,G\,\frac{D-d}{2}.$$

Ebenso groß könnte daher das Moment der einseitig angebrachten Ueberlast Q des Korbes sein, so daß man, wenn eine solche unausgeglichene Last Q in der Entfernung l von der Mitte auftritt, für den größten Betrag derselben die Gleichung

$$Q\,l = 3\,G\,\frac{D-d}{2}$$

hat. Daß bei dem besprochenen Gleichgewichtsregulator mehrere Ringe in verschiedenen Horizontalebenen angebracht sind, gewährt gleichzeitig den Vortheil, eine Ausgleichung bis zu gewissem Grade auch für den Fall zu ermöglichen, daß die in dem Korbe enthaltenen Massen in verticaler Richtung ungleichmäßig vertheilt sind, wie man dies aus Fig. 493 erkennen kann.

Stellt hierin $A\,A$ die Axe eines Schleuderkorbes vor, für welchen alle Massen so gleichförmig um die Axe vertheilt sind, wie bei einem genauen und vollkommen homogenen Umdrehungskörper und man denkt in B_1 und B_2 an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen zwei gleich große Massen Q angebracht, so wird dadurch der Schwerpunkt nicht aus der Mitte herausgerückt. Wenn jedoch diese Massen in verschiedenen, um die Höhe h von

einander entfernten Horizontalebenen gelegen sind, so bilden die Centrifugalkräfte C_1 dieser Massen ein Kräftepaar mit dem Momente $C_1 h$, welches die Axe rechts zu drehen strebt. Diesem Kräftepaare wird durch die Ringe G_1 und G_2 entgegengewirkt werden, sobald dieselben die in der Figur gezeichnete Lage annehmen, für welche das Moment der Centrifugalkräfte C_2 dieser Massen die Größe $C_2 a$ hat, und eine Drehung der Axe nach links angestrebt wird.

Diese sogenannten Gleichgewichtsregulatoren haben sich gut bewährt und sind aus oben angeführten Gründen hauptsächlich bei den Schleudermaschinen erforderlich, welche zum Decken der Zuckerbrode verwendet werden.

Waschmaschinen. Die Waschmaschinen dienen zur Absonderung der den zu behandelnden Stoffen anhaftenden oder ihnen beigemengten Verunreinigungen unter Zuhülfenahme von Wasser. Das letztere hat dabei in einzelnen Fällen, z. B. bei dem Waschen von Kartoffeln, Rüben u. dergl., wesentlich nur den Zweck, eine Erweichung der anhaftenden erdigen Verunreinigungen zu bewirken, um die letzteren leichter absondern und durch die darüber fließende Flüssigkeit fortspülen zu können; in diesen Fällen handelt es sich hauptsächlich darum, die Gegenstände vielfach gegen einander oder gegen einzelne Theile der Maschine zu stoßen, bezw. sich an einander reiben zu lassen und für einen stetigen Zufluß reinen Wassers zum Fortspülen der abgeriebenen Verunreinigungen zu sorgen. Die Wirkung der einzelnen Theile gegen einander hat dabei selbstverständlich nur mit einer mäßigen Pressung zu erfolgen, um ein Zerdrücken oder Beschädigen des Waschgutes zu vermeiden, und die Behälter oder Gefäße, in denen das Waschen geschieht, sind mit entsprechenden Durchbrechungen zu versehen, welche den abgesonderten Theilen und der Waschflüssigkeit den Durchgang gestatten, die gewaschenen Theile dagegen zurückhalten. §. 140.

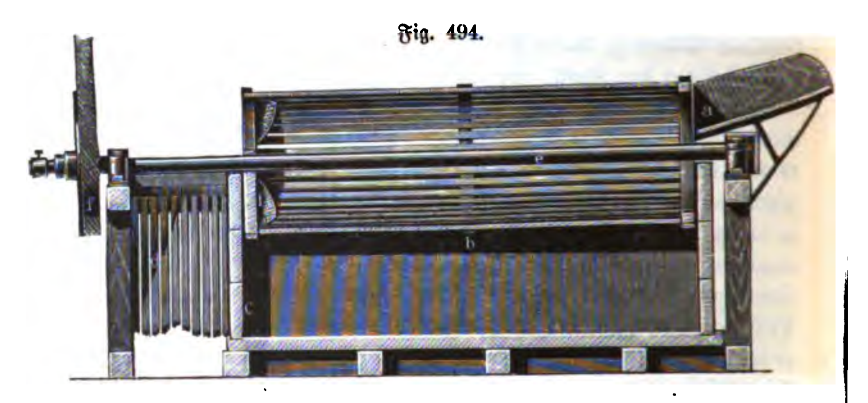
In anderen Fällen, wie z. B. bei dem Waschen von Geweben und Kleidungsstücken, soll das Waschwasser die in den Stoffen enthaltenen Verunreinigungen lösen oder in Form einer Emulsion ausziehen, und es handelt sich dabei meistens um Anwendung eines größeren Druckes, um die Waschflüssigkeit möglichst mit allen Theilen im Inneren der Stoffe in Berührung zu bringen und durch eine drückende oder knetende Bewegung daraus zu entfernen. Siebförmig durchbrochene Behälter sind hierbei in der Regel nicht erforderlich, insofern die gewebten Stoffe an sich schon nach Art von Sieben wirken, indem sie der Flüssigkeit den Durchgang durch die Zwischenräume zwischen den Fäden und Fasern gestatten.

Dagegen kommt das Waschen im Wesentlichen auf ein Durchsieben oder -seihen in allen denjenigen Fällen hinaus, wo die zu reinigenden Stoffe in fein vertheiltem Zustande in einer Flüssigkeit schwimmen, von

welcher sie befreit werden sollen, wie dies z. B für das **Waschen des Papierzeuges** in den Holländern oder das **Auslaugen der Holzcellulose** gilt. Die hierher gehörigen Maschinen werden meistens mit Rührwerken arbeiten, welche eine möglichst innige Vermischung der angewendeten Waschflüssigkeit mit dem auszuwaschenden Stoffe bewirken. Hiernach sind die in den einzelnen Fällen zur Verwendung gelangenden Maschinen zu beurtheilen und es wird sich empfehlen, bei den verschiedenen Maschinen die jeweilig in Betracht kommenden Grundsätze anzugeben.

Die Maschinen, welche man in der Landwirthschaft zum Waschen der zum Viehfutter dienenden Kartoffeln und Rüben anwendet, bestehen aus einfachen, horizontalen Lattentrommeln, welche etwa bis zur Mitte in einen mit Wasser gefüllten Trog eintauchen, und nachdem sie mit einer bestimmten, den Trommelraum nur theilweise ausfüllenden Menge Wurzeln gefüllt sind,

Fig. 494.



eine gewisse Zeit hindurch in langsame Drehung versetzt werden. Indem die Kartoffeln hierbei unausgesetzt über einander hinkollern, findet durch die Reibung derselben an einander und an den Latten des Trommelmantels das Abreiben der anhaftenden Erde statt, welche durch das zwischen den Latten eindringende Wasser fortgespült wird. Diese nur für kleine Mengen brauchbaren Maschinen arbeiten periodisch, indem nach einer bestimmten Zeit die Trommel von dem gewaschenen Gute entleert und mit neuem beschickt wird.

Eine derartige einfache Trommelwaschmaschine[1]) mit ununterbrochenem Betriebe, wie sie in Zuckerfabriken zum Waschen der Rüben Verwendung findet, ist in Fig. 494 dargestellt. Die zu waschenden Rüben fallen der aus Latten gebildeten Trommel *b* durch die schräge Rinne *a* ununterbrochen zu, um durch die Schöpfschaufeln *i* am anderen Ende ausgetragen zu

[1]) **Otto**, Lehrbuch der landwirthschaftl. Gewerbe, Branntweinbrennerei, und **Stammer**, Die Zuckerfabrikation.

werden, wohin sie vermöge ihrer kollernden Bewegung und in Folge einer geringen Neigung der Trommel gelangen. Der aus schräg liegenden Latten gebildete Rost *d*, auf welchem die ausgeworfenen Rüben herabrollen, gestattet den Abfluß des mit den Rüben ausgetretenen Wassers, zu dessen Ersatz dem Kasten *c* stetig eine entsprechende Menge neuen Wassers zufließt.

Für die gute Wirkung der Trommel ist eine geringe Umdrehungsgeschwindigkeit und geringe Füllung derselben mit Rüben erforderlich. Für die in der Figur dargestellte Maschine, deren Trommel 0,75 m Durchmesser und 3 m Länge hat, wird eine Geschwindigkeit von 20 Umdrehungen in der Minute angegeben, die also viel kleiner ist, als die höchstens zulässige Geschwindigkeit, bei welcher ein Fallen der Rüben in Folge der Fliehkraft verhindert sein würde, wie sie bei den Trommelsieben, §. 102, ermittelt wurde. Die Zeit, welche jede Rübe zum Durchlaufen der ganzen Trommel bedarf, von welcher Zeit wesentlich der Erfolg des Waschens abhängt, bestimmt sich in ähnlicher Art, wie in §. 104 für Trommelsiebe angegeben wurde, und es ist diese Zeit bei bestimmter Umfangsgeschwindigkeit der Trommel um so größer, je größer die Länge der letzteren und je kleiner ihre Neigung ist, während von der Größe des Durchmessers diese Zeit nicht beeinflußt wird.

Man hat diese Waschtrommeln auch im Inneren mit einem Schneckengange[1]) versehen, um bei horizontaler Lage der Axe ein allmähliches Hindurchschrauben der Rüben zu erzielen, auch hat man im Inneren der Trommel einzelne Schöpfschaufeln[2]) angeordnet, die sich unten mit Rüben füllen, um sie bis zu gewisser Höhe mit empor zu heben und sie dann wieder herabfallen zu lassen. Auch Bürstentrommeln[3]) sind vorgeschlagen.

Bei dem von Robert[4]) ausgeführten Waschapparate fallen die zu waschenden Rüben in einen senkrecht stehenden, nach unten sich wenig erweiternden Kegel herab, wobei sie in Folge der Umdrehung des Kegels an den Armen einer in der Mitte fest aufgestellten Axe sich reiben. Unten angekommen, werden die Rüben in einem den Kegel umgebenden Wasserbehälter durch schräg gestellte, am äußeren Umfange des rotirenden Kegels angebrachte Arme wieder nach oben bewegt, so daß sie dort durch eine Oeffnung in der Wand des Behälters austreten.

Eine Maschine mit Bürsten, wie sie zum Waschen der Gerste[5]) gebraucht wird, zeigt Fig. 495 (a. f. S.). Die aus durchlochtem Blech bestehende Trommel *a*, welche die Form einer abgestumpften sechs- oder mehrseitigen Pyramide erhalten hat, wird durch die Riemscheibe *b* auf der hohlen Axe *c* umgedreht, welche letztere die mit Bürsten besetzten Flügel *d* trägt, denen

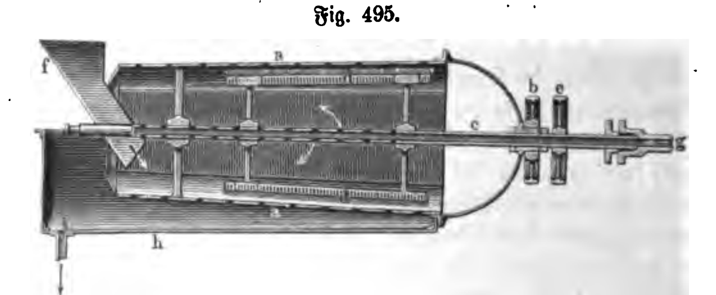
---

[1]) D. R.-P. Nr. 2686. — [2]) D. R.-P. Nr. 38961. — [3]) D. R.-P. Nr. 21362. — [4]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation. — [5]) D. R.-P. Nr. 34287.

durch die Riemscheibe *e* eine Umdrehung entgegengesetzt derjenigen der Trommel ertheilt wird. Die aus dem Rumpfe *f* einfallende Gerste wird durch die Umdrehung des Blechmantels allmählich nach dessen weiterem Ende hin bewegt, wobei durch die Einwirkung der Bürsten ein Abreiben der anhaftenden Unreinigkeiten erzielt wird, die durch das Spülwasser fortgeführt werden, welches bei *g* in die hohle Axe eingeführt wird und durch Löcher in deren Wand heraustritt. Der die Trommel unterhalb umgebende Rumpf *h* dient zur Abführung des schmutzigen Wassers, das durch *i* abfließt.

In den Wollgarnspinnereien bedarf die Schafwolle einer gründlichen Reinigung von dem an den Wollhaaren haftenden Fett und Schweiß, zu welchem Zwecke in der Regel ein mehrmaliges Waschen mit schwachen alkalischen Flüssigkeiten oder Seifenwasser und ein darauf folgendes Spülen mit reinem Wasser erforderlich ist. Mit ganz besonderer Sorgfalt ist hierbei jedes Kneten und Zerren der Wolle zu vermeiden, weil sich sonst die

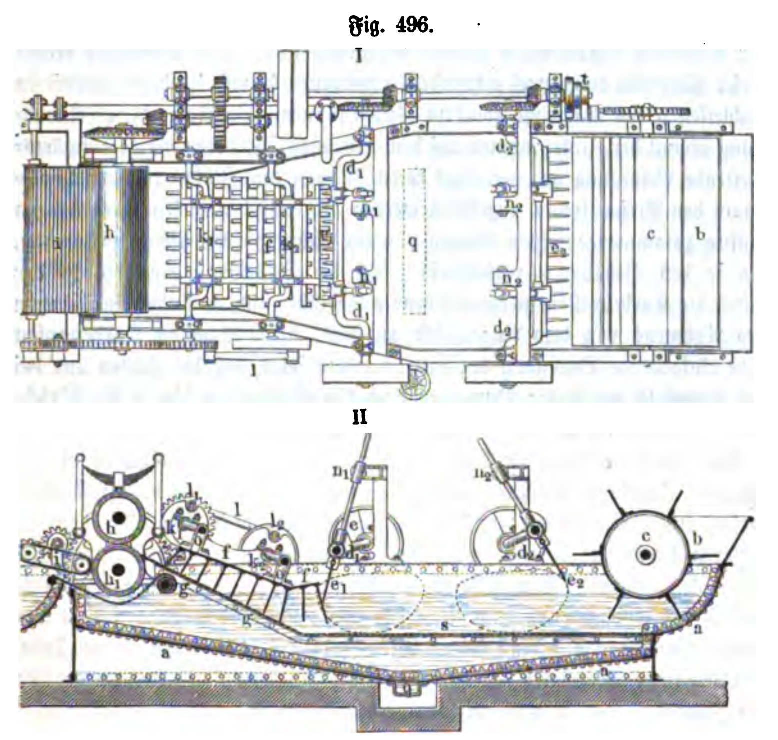
Fig. 495.



einzelnen Wollhaare mit einander verfilzen würden und das darauf folgende Spinnen mit großen Schwierigkeiten und bedeutendem Abfall verbunden wäre. Man hat zu dem Behufe den dazu dienenden Waschmaschinen eine Einrichtung gegeben, vermöge deren die in der Waschflüssigkeit schwimmenden Wollpartien der streichenden Wirkung von Rechen ausgesetzt werden, so jedoch, daß diese Rechen stets nur nach derselben Richtung durch die Wolle sich bewegen. Zu dem Ende ordnet man die mit hin- und zurückgehender Bewegung begabten Rechen so an, daß sie nur den Hingang innerhalb der Waschflüssigkeit und der Wolle, den Rückgang dagegen oberhalb derselben vollführen. In größeren Wollwäschereien wendet man in der Regel mehrere Waschmaschinen neben oder hinter einander an, von denen die erste zum Einweichen, die zweite zum eigentlichen Waschen oder Entfetten und Entschweißen und die dritte zum Spülen der Wolle dient, indem man für eine selbstthätige Ueberführung der Wolle aus einem Behälter in den nächstfolgenden sorgt. Vor jeder derartigen Ueberführung wird die Wolle durch zwei auf einander gepreßte Walzen geführt, um von dem größten Theile der in ihr

enthaltenen Waschflüssigkeit befreit zu werden, wobei dafür Sorge zu tragen ist, daß die ausgepreßte Flüssigkeit nach demjenigen Behälter zurückfließt, welchen die Wolle verlassen hat. Auch pflegt man wohl das in dem letzten oder Spülbottich benutzte, nur erst wenig mit Verunreinigungen behaftete Wasser nach dem zweiten oder Waschbottich, und die aus diesem abfließende Waschflüssigkeit nach dem ersten oder Einweichbottich zu leiten, so daß das zum Waschen dienende Wasser überall der Wolle entgegen geführt wird.

Fig. 496.



Die durch eine derartige Gegenstromwirkung zu erreichenden Vortheile sollen weiter unten näher angeführt werden.

In Fig. 496 ist die erste oder Einweichmaschine einer derartig zusammengesetzten Waschvorrichtung, welche wohl mit dem Namen „Leviathan" bezeichnet wird, in einer Ausführung der Firma H. Demeuse in Aachen dargestellt.

Die Wolle wird dem aus Eisenblech zusammengenieteten Behälter *a* durch den Einfüllrumpf *b* von der Hand des Arbeiters zugeführt, und durch die mit hervorstehenden Schaufeln versehene Eintauchwalze *c* sogleich unter das Wasser getaucht, wobei man behufs einer Regulirung der zuzuführenden Wollmenge die Umdrehungszahl der Eintauchwalze durch Stufenscheiben *t*

in gewissen Grenzen verändern kann. Die Wolle bewegt sich in dem Behälter über einem Siebboden s, dessen Löcher den schwereren Verunreinigungen das Durchfallen gestatten, langsam nach dem entgegengesetzten Ende hin, nach Maßgabe wie dort eine Entnahme von Wolle durch den eggenartig gebildeten Aufrücker f stattfindet. Dieser Apparat besteht im Wesentlichen aus einem schmiedeisernen Rahmen, welcher mit zehn Reihen nach unten hervorstehender Zinken versehen ist, die in der Art wie bei Eggen gegen einander versetzt sind, so daß die Zinken jeder Reihe zwischen denjenigen der beiderseits benachbarten Reihen angebracht sind. Die Bewegung erhält dieser Aufrücker durch zwei gekröpfte Kurbelwellen k_1 und k_2, deren Kröpfe in Schleifen o des Rahmens abwärts gleiten können. In Folge dieser Anordnung nimmt der Zinkenrahmen auf dem geneigten Siebboden g eine aufwärtsgleitende Bewegung an, vermöge deren die von den Zinken erfaßten Wollhaare den Preßwalzen h zugeführt werden, um zwischen diesen durch Federn kräftig zusammengepreßten Walzen von der Schmutzbrühe befreit zu werden, die in den Behälter a zurückfließt. Da die Schleifen o nur bis zu der durch die Kurbelwellen gelegten Ebene ausgeführt sind, so findet ein Erheben des Rahmens von dem Augenblicke an statt, in welchem die Kurbelzapfen ihre rückgehende Bewegung beginnen, woraus folgt, daß die Zinken nur bei der vorwärts gerichteten Bewegung nach den Preßwalzen hin in die Waschflüssigkeit eintauchen, den Rückgang dagegen oberhalb der Wolle vollführen, so daß jede Verwirrung der Wollhaare vermieden und eine regelmäßig wiederkehrende Speisung der Preßwalzen erzielt wird. Von den beiden Kurbelwellen erhält nur die vordere k_1 eine Umdrehung durch Zahnräder von der unteren Preßwalze h_1 aus, während die hintere Kurbelwelle k_2 vermittelst einer Kuppelstange l bewegt wird, welche an zwei entsprechenden Zapfen l_1 und l_2 der Kurbelwellen angreift. Zur Bewegungsübertragung genügt eine solche Kuppelstange l, denn sobald deren Zapfen l_1 und l_2 sich in den Todtpunkten ihrer Bewegung befinden, wirkt der Rahmen f als Uebertrager, da die Zapfen l_1 und l_2 gegen die Kurbelkröpfe um 90° versetzt sind.

Um die Wolle während ihres Durchganges durch den Behälter der gedachten streichenden Bewegung auszusetzen, dienen die Rechen e_1 und e_2, welche an den unteren Enden von Lenkerstangen angebracht sind, denen durch die Kurbelwellen d_1 und d_2 eine schwingende Bewegung ertheilt wird. Wie man aus der Figur erkennt, sind die Stangen der Rechen oberhalb bei n_1 und n_2 in drehbar gelagerten Hülsen verschieblich, so daß das zur Verwendung gebrachte Getriebe nach dem in Th. III, 1 Gesagten als oscillirende Kurbelschleife sich kennzeichnet. In Folge dieser Anordnung bewegen sich die Spitzen der Rechenzinken in den punktirt gezeichneten ellipsenähnlichen Bahnen, und man erkennt daraus, daß die Rechen nur während der nach den Preßwalzen hin gerichteten Vorwärtsbewegung durch die Wolle streichen,

dagegen den Rückgang außerhalb des Bades bewirken. Die von den Walzen *h* ausgepreßte Wolle fällt auf ein endloses Tuch *i*, durch dessen Bewegung sie dem darauf folgenden, ganz ähnlich gebauten Waschbottich zugeführt wird, worin sie in derselben Weise einer wiederholten Behandlung unterworfen wird. Damit, wie angegeben wurde, die von dem Waschbottich abgehende Lauge dem Einweichbottich zugeführt werden kann, stellte man früher den ersteren etwas höher als den letzteren und ebenso den Spülbottich wieder etwas über dem mittleren Waschbottich auf, wodurch zwar ein bequemes Ueberführen der Laugen aber auf Kosten einer erschwerten Wollenübertragung erreicht wurde. Jetzt pflegt man sämmtliche Behälter in gleicher Höhe aufzustellen, indem man die Bewegung der Waschflüssigkeit aus einem Behälter nach dem anderen durch eine zwischen denselben befindliche Dampfstrahlpumpe bewirkt, wobei bemerkt werden kann, daß die mit dem Gebrauche von Injectoren immer verbundene Erwärmung des beförderten Wassers im vorliegenden Falle einen Wärmeverlust deswegen nicht darstellt, weil die Flüssigkeiten bei dem Waschen der Wolle ohnehin in mäßigem Grade angewärmt werden müssen. Der durch den Siebboden *s* hindurchgetretene Schmutz sammelt sich an der tiefsten Stelle an, wo er durch *q* als Schlamm zeitweise entfernt werden kann.

In welcher Weise das Waschen des aus den Hadern durch die Wirkung der Holländerwalzen erzeugten Papierstoffes bewirkt wird, läßt sich aus Fig. 497 I (a. f. S.) und Fig. 497 II (a. S. 763) erkennen, welche dem unten angeführten Werke[1]) entnommen sind und einen Holländer im senkrechten und wagerechten Durchschnitt vorstellen. Außer den beiden im Boden des Troges angebrachten Siebplatten *E*, welche als Sandfänge bezeichnet werden und zur Absonderung von größeren und schwereren Verunreinigungen dienen, sind hier noch drei besondere Waschvorrichtungen angewandt, welche die Absonderung des schmutzigen Wassers von den Stofftheilchen bezwecken.

Zunächst ist in der die Trommel *A* umgebenden Haube *T* ein mit einem feinen Metallsiebe bekleideter Rahmen *U* angebracht, welcher nur zur Wirkung kommt, sobald der volle Schieber *D*, die sogenannte Blindscheibe, nach oben aus der Haube herausgezogen wurde. Dann wird nämlich die durch die schnelle Umdrehung der Messerwalze *A* mitgeführte Masse mit großer Geschwindigkeit gegen das Sieb geworfen, wobei die flüssigen Bestandtheile durch die Siebmaschen treten, um in der sich anschließenden Rinne *o* nach dem Abführungsrohre *P* zu gelangen, während die von dem Siebe zurückgehaltene Hadernmasse an dem letzteren herabgleitend wieder in den Trog zurückfällt. Diese Wirkung wird natürlich unterbrochen durch

---

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

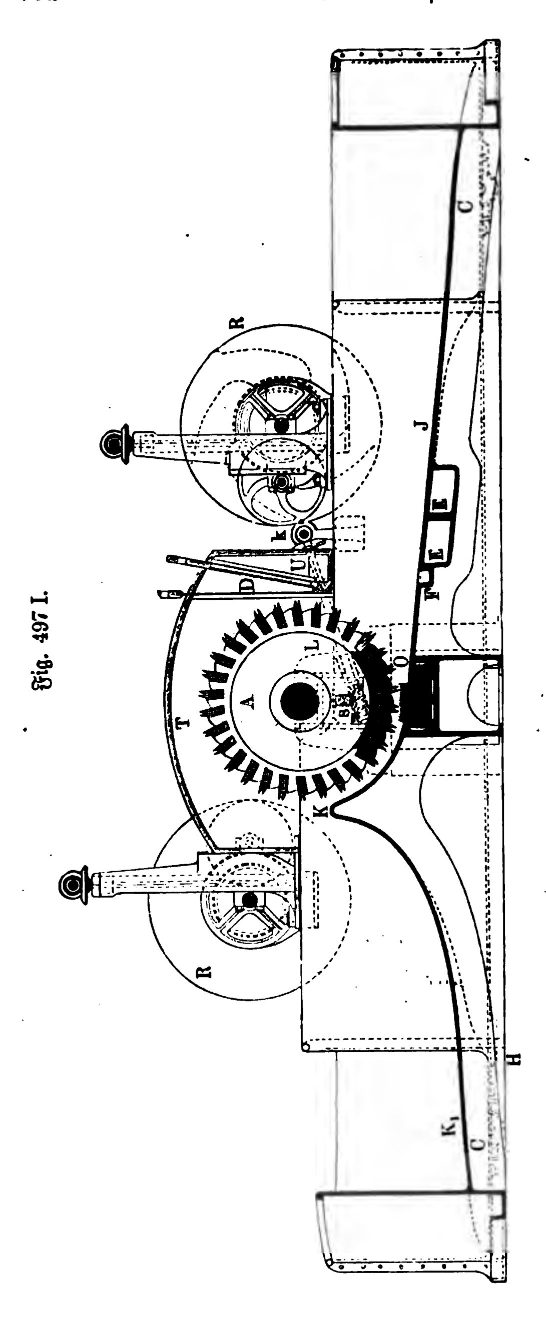


Fig. 497 I.

das Einsetzen der Blindscheibe *D*. Diese Art des Waschens ist nur während der ersten Zeit des Mahlens angängig, so lange die Hadern noch nicht so weit zerkleinert sind, um einen erheblichen Verlust an Fasern befürchten zu müssen. Bei feiner gemahlenem Stoffe würde dieser Verlust wegen der großen Geschwindigkeit, mit welcher die Masse gegen die Waschscheibe geworfen wird, sehr beträchtlich werden.

Daher werden bei fortgeschrittener Zerkleinerung des Stoffes zum Waschen ausschließlich cylindrische Siebtrommeln angewendet, wie sie in der Figur mit *R* bezeichnet sind. Diese auf den Wandungen des Troges gelagerten und durch die Räder *a, b, c, d* langsam im Sinne der circulirenden Stoffmasse umgedrehten Walzen tauchen bis zu gewisser Tiefe in den Stoff, so daß die Flüssigkeit durch die Siebmaschen in das Innere der

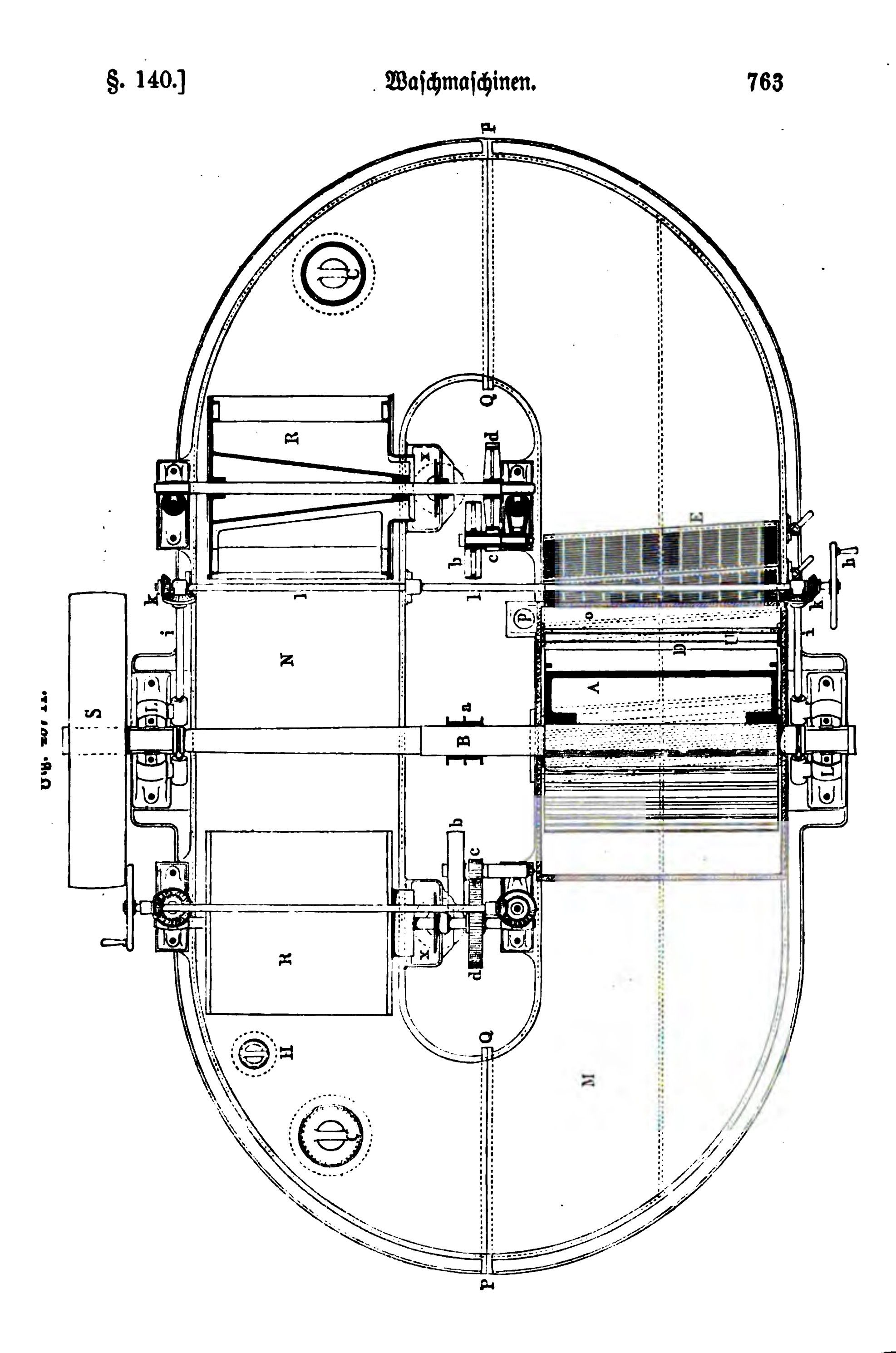
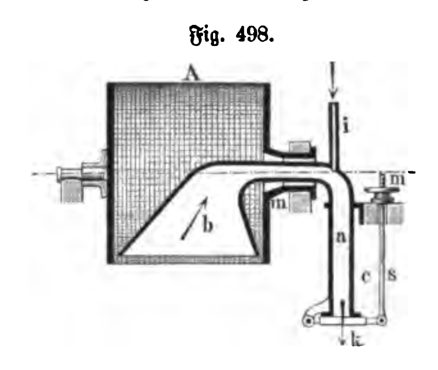


Fig. 2[illegible] II.

Trommeln tritt. Um sie daraus ununterbrochen zu entfernen, dienen im Inneren der Trommeln angebrachte gekrümmte Schaufeln, so daß die Trommeln bei ihrer Umdrehung nach Art der bekannten Schöpfräder eine Erhebung der eingedrungenen Flüssigkeit bewirken und über die kegelförmige Nabe hinweg durch den offenen Hals ausgießen. Auch hat man wohl die Entleerung der Siebtrommeln vermöge der Saugwirkung einer Wassersäule von geringer Höhe bewirkt, indem man nach Fig. 498 durch den hohlen Zapfen *m* eine Abflußröhre *a* einführt, welche sich dem unteren Umfange des Trommelinneren mit einem trompetenförmigen Mundstücke *b* möglichst anschmiegt, und deren äußeres Ende in einiger Tiefe unter der Trommel unter Wasser ausmündet. Die in diesem Rohre hängende Wassersäule bringt dann an der Oeffnung des Mundstückes *b* eine entsprechende Druckverminderung hervor, in Folge deren das Rohr nach Art eines Hebers die stete Entleerung der Trommel bewirkt. Das Ventil *k* ist während des Betriebes natürlich geöffnet und wird nur durch *s* geschlossen, wenn eine Anfüllung des Hebers durch *i* erforderlich wird. Diese Heberwascher zeichnen sich zwar durch Einfachheit der Anordnung aus, die Wirkung wird aber leicht durch eingetretene Luft beeinträchtigt, so daß sie einer steten Beaufsichtigung bedürfen, um ein Ueberlaufen der Holländer zu vermeiden, weswegen meistens den durch Fig. 497 dargestellten Waschtrommeln der Vorzug gegeben wird.

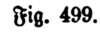
Fig. 498.

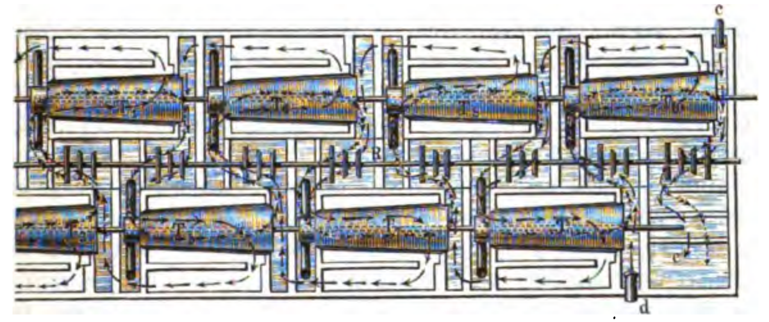


In sehr sinnreicher Art hat man bei der Darstellung der Cellulose die Waschapparate mit Rücksicht darauf eingerichtet, daß dabei mit einer möglichst geringen Menge Waschwassers eine vollständige Absonderung der Holzfaser von der schwarzen Masse bewirkt wird, welche sich bei dem Kochen des Holzes mit Lauge aus der Einwirkung der Soda auf die in dem Holze enthaltenen harzigen und anderen Bestandtheile gebildet hat. Die Erzielung der Absonderung mit möglichst wenig Wasser ist in diesem Falle deswegen von großer Bedeutung, weil die abgehende Waschflüssigkeit behufs der Wiedergewinnung der in ihr enthaltenen Soda eingedampft werden muß, daher der hierzu erforderliche Kohlenaufwand im geraden Verhältniß mit der in dieser Flüssigkeit enthaltenen Wassermenge steht. Bei dem Waschapparate von Lespermont ist dies dadurch erreicht worden, daß die zu reinigende Masse in Siebtrommeln einem öfter wiederholten Waschen ausgesetzt wird, derart, daß immer die im Inneren einer Siebtrommel zu-

rückgehaltene Fasermasse mit einer Waschflüssigkeit innig gemischt und darauf durch die folgende Siebtrommel geführt wird, um hierauf derselben Behandlung wiederholt in allen Siebtrommeln unterworfen zu werden. Als Waschflüssigkeit wird aber nicht reines Wasser, sondern in jeder Siebtrommel diejenige Flüssigkeit verwendet, welche bei dem Waschen in der zweitfolgenden Trommel durch deren Maschen hindurch gefallen ist, so daß nur der letzten Siebtrommel reines Wasser zugeht, und die Waschflüssigkeit während der ganzen Waschoperation fortwährend der zu waschenden Masse entgegengeführt wird.

In Fig. 499 ist ein Theil dieses Waschapparates dargestellt. Von den elf conischen Siebtrommeln T_0, T_1, $T_2 \ldots T_{10}$, welche dieser Apparat enthält, stellt die Figur nur die sieben letzten $T_4, T_5 \ldots T_{10}$ ganz und die vorhergehende T_3 zum Theil dar. In jede dieser Trommeln wird die mit der Waschflüssigkeit gemischte Masse an dem engeren Ende eingeführt, die


Fig. 499.



Flüssigkeit fällt durch die Siebmaschen in den unter der Trommel befindlichen Behälter, während die davon befreite Fasermasse die Trommel an deren weitem Ende verläßt, um wieder mit Waschflüssigkeit vermischt und der folgenden Trommel zugeführt zu werden. Beispielsweise trifft die am weiten Ende der Trommel T_6 heraustretende Masse mit der durch die Maschen der Trommel T_8 gefallenen Flüssigkeit zusammen, um nach Angabe der gestrichelten und ausgezogenen Pfeillinien der zwischen beiden Trommelreihen angeordneten Rührwelle R zugeführt zu werden, deren Rührarme eine innige Mischung bewirken. Das so entstandene Gemisch wird durch die gekrümmten Schöpfröhren in das Innere der Trommel T_7 gehoben, um in derselben einer Sonderung zu unterliegen in die durchfallende Flüssigkeit, welche in derselben Art mit dem Rückstande von T_6 zusammengebracht wird und in die festen Rückstände, welche mit der Lauge von T_9 gemischt nach der Trommel T_8 weiter gehen, u. s. f. Das zum Waschen

dienende reine Wasser wird bei d zugeleitet, und trifft mit der aus T_9 fallenden Masse zusammen, so daß dieselbe in der Trommel T_{10} der letzten Waschung unterworfen werden kann. Nach dem Austritte aus T_{10} wird die vollständig gewaschene Masse durch das bei c eintretende Spülwasser aus dem Apparate heraus befördert. Der ersten, in der Figur nicht angegebenen Trommel T_0 wird aus den Kochapparaten die aus Holzfaserstoff und Lauge bestehende Masse zugeführt, und es hat diese Trommel daher nicht sowohl den Zweck des Waschens, als vielmehr nur den einer Absonderung der Holzfaser von der Lauge, soweit die Trennung durch bloßes Durchseihen möglich ist.

Es finden hiernach in dem beschriebenen Apparate außer dem Durchseihen in der Trommel T_0 zehn besondere Waschungen statt, und es wird durch die Maschen einer jeden Siebtrommel eine Lauge von bestimmter Sättigung oder Concentration abfließen. Es möge, um die Wirksamkeit des Apparates zu beurtheilen, mit s der Sättigungsgrad einer Lauge bezeichnet werden, und es sei darunter hier das Gewicht der festen Bestandtheile, Soda, Harz 2c., verstanden, welche in einem Liter der betreffenden Lauge enthalten sind, und zwar möge s_0 in diesem Sinne den Sättigungsgrad der durch die Trommel T_0 abgesonderten Flüssigkeit bezeichnen, während $s_1, s_2, s_3 \ldots s_{10}$ dieselbe Bedeutung für die aus den Waschtrommeln $T_1, T_2 \ldots T_{10}$ abfließenden Waschflüssigkeiten haben sollen.

Wenn in irgend einer Trommel eine aus fester Holzfaser und Lauge bestehende Mischung einer Trennung durch den Siebmantel unterworfen wird, so kann die Trennung naturgemäß keine vollständige sein, indem immer ein gewisser Theil der Lauge an den Holzfasern haften wird, so daß die letzteren in einem mehr oder minder nassen Zustande aus der Trommel treten. Es möge angenommen werden, daß jedes Kilogramm trocken gedachter Holzfaser bei dem Heraustreten aus einer Siebtrommel eine Laugenmenge gleich L Liter zurückhalte, und es möge die Menge des bei d zugeführten reinen Waschwassers für jedes Kilogramm trockenen Holzstoffes gleich W Liter gesetzt werden. Es ist dann zunächst klar, daß bei dem beschriebenen Vorgange das Volumen der aus jeder Trommel dringenden Lauge ebenfalls für je 1 kg trockenen Faserstoffes gleich W Liter zu setzen ist, da nach der gemachten Voraussetzung die feste Masse bei dem Austritt aus irgend einer der Siebtrommeln für je ein Kilogramm trockenen Faserstoffes dieselbe Laugen- oder Flüssigkeitsmenge von L Litern zurückhält. Es wird zwar diese Voraussetzung wohl nicht in aller Strenge gelten, da wahrscheinlich das Volumen der von der Holzfaser zurückgehaltenen Flüssigkeitsmenge auch von deren Sättigkeitsgrade in gewissem Maße abhängen wird, indessen wird man für die hier anzustellende Betrachtung jene Voraussetzung in Ermangelung einer näheren Kenntniß des Verhaltens gelten lassen dürfen.

Nun bestimmt sich der Sättigungsgrad jeder einzelnen Lauge in einfacher Art nach den Regeln der Mischungsrechnung wie folgt. Tritt aus irgend einer Trommel, z. B. T_6, ein Kilogramm trocken gedachter Faser zusammen mit L Liter Lauge von der Consistenz s_6 in Mischung mit W Liter Lauge von der Consistenz s_8 aus der zweitfolgenden Trommel, so bestimmt sich der Sättigungsgrad des Gemisches, also der aus der Trommel T_7 fallenden Lauge s_7 durch

$$s_6 L + s_8 W = s_7 (L + W),$$

woraus

$$(s_6 - s_7) \frac{L}{W} = s_7 - s_8,$$

oder allgemein

$$(s_z - s_{z+1}) \frac{L}{W} = s_{z+1} - s_{z+2}$$

folgt, d. h. es ist, wenn das Verhältniß $\frac{L}{W}$ gleich n gesetzt wird, allgemein

$$(s_z - s_{z+1}) n = s_{z+1} - s_{z+2}.$$

Wenn man die Sättigungsgrade der auftretenden 11 Laugen in eine Reihe ordnet, und auch das zur Verwendung kommende reine Wasser mit dem Concentrationsgrade gleich Null als Glied dieser Reihe ansieht, so ist dieselbe folgende:

$$s_0 \; s_1 \; s_2 \; s_3 \; \ldots . \; s_{10} \; 0.$$

Bildet man die Differenzen je zweier auf einander folgender Glieder und setzt allgemein $s_z - s_{z+1} = d_z$, so erhält man eine neue Reihe aus 11 Gliedern:

$$d_0 \; d_1 \; d_2 \; \ldots . \; d_{10},$$

von welcher vorstehend gezeigt wurde, daß sie eine geometrische ist, deren Exponent zu $n = \frac{L}{W}$ angenommen werden muß.

Offenbar hat man für die Summe aller 11 Glieder dieser Differenzreihe

$$d_0 + d_1 + d_2 \ldots + d_{10} = s_0,$$

so daß man durch Anwendung der Summenformel für die geometrische Reihe die Gleichung erhält:

$$s_0 = \frac{d_0 (n^{11} - 1)}{n - 1},$$

woraus

$$d_0 = s_0 \frac{n - 1}{n^{11} - 1}$$

und

$$d_{10} = s_{10} = d_0 n^{10} = s_0 \frac{n - 1}{n^{11} - 1} n^{10}$$

folgt

Die Größe d_{10} giebt auch den Sättigungsgrad s_{10} der Lauge an, welche noch an dem aus der letzten Trommel heraustretenden Faserstoffe haftet, also den Grad der Verunreinigung der gewaschenen Masse.

Beispiel. Nimmt man $n = \frac{L}{W} = \frac{1}{2}$ an, so erhält man

$$d_{10} = s_0 \frac{0{,}5 - 1}{0{,}5^{11} - 1} 0{,}5^{10} = 0{,}00049\, s_0,$$

woraus man die außerordentliche Wirksamkeit des beschriebenen Waschapparates erkennt, indem von der in der rohen Masse enthaltenen Verunreinigung s_0 nur $0{,}00049\, s_0$ oder etwa $\frac{1}{20}$ Proc. zurückbleibt, während man durch einmalige Anwendung derselben Wassermenge W nur eine Reinigung erhalten würde, vermöge deren in der Masse noch

$$\frac{s_0 L}{L + W} = \frac{s_0 L}{L + 2L} = \frac{1}{3}\, s_0$$

verbleiben würde. In ähnlicher Art sind alle derartigen Waschoperationen und Auslaugeprocesse mit Gegenstromwirkung zu beurtheilen.

§. 141. **Fortsetzung.** Die in den Haushaltungen zum Reinigen der Leib- und Bettwäsche dienenden Waschmaschinen sind meistens einfache, durch die Hand bewegte Geräthe, in denen die Wäschestücke entweder einem bloßen Reiben gegen einander oder gegen feste Maschinentheile ausgesetzt sind, oder in denen sie einer knetenden Wirkung unter einem bestimmten Drucke unterliegen, so daß die Reinigung in ähnlicher Art, wie bei dem gewöhnlichen Handwaschverfahren erzielt wird. Diese Maschinen bestehen fast ausnahmslos aus einem die Gegenstände nebst dem erforderlichen Seifenwasser aufnehmenden, meist durch einen Deckel verschließbaren Gefäße, welches entweder eine geeignete schaukelnde oder drehende Bewegung erhält, oder welches, wenn es feststeht, einen beweglichen Theil enthält, durch dessen Bewegung die beabsichtigte Wirkung erzielt wird. Dieser bewegliche Theil ist in sehr verschiedener Weise ausgeführt; bei einigen Maschinen ist es ein senkrecht auf und nieder bewegter Stößer, bei anderen eine wagerechte, mit Riffeln versehene Scheibe, welche mit mäßigem Drucke auf der Wäsche liegt und durch eine Handhabe eine hin- und hergehende Schwingung um ihre im Gehäusedeckel gelagerte senkrechte Axe erhält, wieder andere Maschinen enthalten eine halbcylindrische, auf dem Umfange geriffelte Walze, welche in Folge der ihr ertheilten schaukelnden Bewegung sich über die auf dem Boden des Behälters befindliche Wäsche hinwegwälzt.

Im Allgemeinen zeigen alle diese Maschinen eine einfache Einrichtung, wie sie bei derartigen, für den Hausgebrauch bestimmten Geräthen erforderlich ist. Trotzdem man in der Regel durch die Verwendung dieser Maschinen die Handarbeit nicht vollständig beseitigen kann, welche für gewisse, einer besonders wirksamen Reinigung bedürftige Stellen, wie Streifen und Falten,

nicht zu umgehen ist, sind doch erhebliche Vortheile mit der Verwendung dieser Maschinen verbunden, und zwar bestehen diese nicht nur in der Beschleunigung der Arbeit, sondern auch in der besseren Ausnutzung der zur Anwendung kommenden Seife, insofern nämlich die Waschmaschinen eine viel höhere, bis zur Siedehitze steigende Temperatur der Waschflüssigkeit gestatten, als dies bei der Handwäsche der Fall ist. Eine nähere Beschreibung der verschiedenen, für den Hausgebrauch bestimmten Waschmaschinen kann hier unterbleiben, und es mögen nur die in Fabriken zum Waschen der gewebten Waaren dienenden Einrichtungen kurz besprochen werden.

Die von dem Webstuhle kommenden baumwollenen oder leinenen Gewebe bedürfen eines Waschens nicht nur, um den während des Webens eingedrungenen Staub und sonstige Verunreinigungen, sondern namentlich auch, um die Schlichte, d. h. den kleisterartigen Ueberzug, zu entfernen, mit welchem die Kettenfäden vor dem Weben versehen wurden. Da dieser Ueberzug verhältnißmäßig fest mit den Fäden vereinigt ist, so muß die Wirkung der Waschmaschinen eine entsprechend kräftige sein und unter hinreichendem Drucke erfolgen. Bei den wollenen Waaren ist hauptsächlich das Oel durch die Wäsche zu entfernen, welches zum Einfetten der Wolle behufs eines erleichterten Spinnens gedient hat, und man verwendet, um dieses Oel zu entfernen, in der Regel alkalische Waschflüssigkeiten zum Waschen der wollenen Tuche.

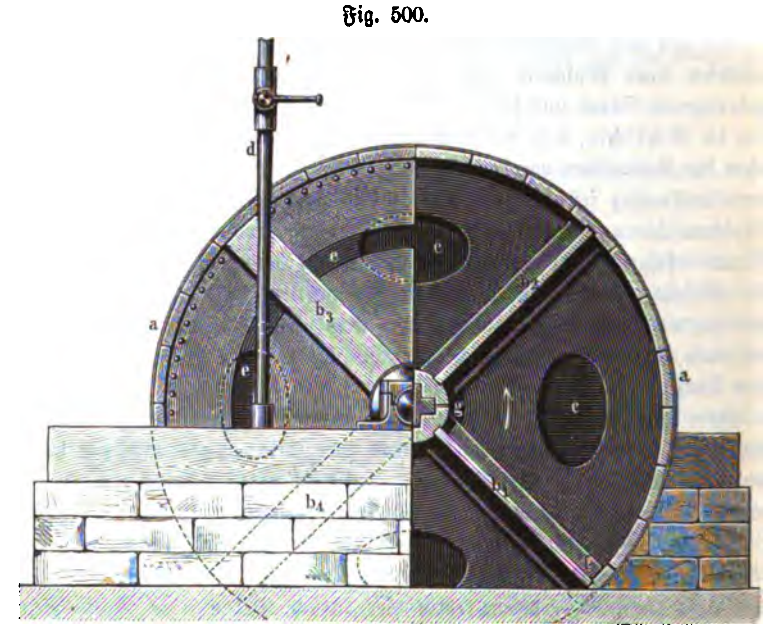
Man kann die hier in Betracht kommenden Maschinen unterscheiden in solche, bei denen die Waare wiederholten Stoßwirkungen ausgesetzt wird, und in solche, welche die Reinigung durch einen nachhaltigen Druck erzielen, also eine mehr quetschende Wirkung ausüben.

Die einfachste Waschmaschine mit Stoßwirkung ist das sogenannte Waschrad, eine etwa 2 m im Durchmesser große hölzerne Trommel *a*, Fig. 500 (a. f. S.), welche durch vier radiale Böden *b* in ebenso viele sectorenförmige Räume getheilt ist. Durch die Oeffnungen *c* in der einen Stirnwand der Trommel werden in jeden dieser Räume ein oder mehrere Zeugstücke gebracht, worauf das Rad in mäßig schnelle Umdrehung, 10 bis 20 Umdrehungen in der Minute, versetzt wird, während aus dem Rohre *d* fortwährend Wasser durch den Schlitz *e* der anderen Stirnwand in das Rad fließt. Die Wirkung dieses Rades ist hiernach wie folgt zu beurtheilen.

Das bei *f* im tiefsten Punkte der Zelle liegende Zeugstück wird durch die Umdrehung des Rades so weit mit emporgenommen, bis der Boden b_1 gegen den Horizont eine Neigung annimmt, bei welcher das Zeugstück herabzugleiten beginnt, worauf dasselbe sich mit Beschleunigung nach der Mitte hin bewegt und mit der erlangten Geschwindigkeit gegen die Axe *g* des Rades trifft. Bei der weiteren Umdrehung des Rades findet derselbe Vorgang eines Abgleitens nochmals statt, sobald die andere Zellenwand b_2 in die

Lage b_4 gekommen ist, indem das Zeugstück alsdann gegen den Mantel der Waschtrommel stößt. Hiernach wird jedes Zeugstück bei einer Umdrehung des Rades zweimal einer Stoßwirkung ausgesetzt, deren Heftigkeit mit dem Halbmesser des Rades steigt, indem die Fallhöhe, von welcher das Zeugstück jedesmal herabfällt, mit dem Halbmesser r wächst und annähernd zu $h = r \sin \alpha$ gesetzt werden kann, wenn α den betreffenden Neigungswinkel vorstellt, bei welchem das Gleiten beginnt. Dieser Winkel würde ohne Vorhandensein der Fliehkraft durch den zugehörigen Reibungswinkel gegeben

Fig. 500.



sein. Unter Berücksichtigung der Fliehkraft bestimmt sich dieser Winkel α wie folgt. Ist w die Winkelgeschwindigkeit des Rades und a der Abstand des Zeugstückes von der Mitte, so bestimmt sich die durch das Gewicht G des Zeuges bei dem Neigungswinkel α des Zellenbodens gegen den Horizont nach der Mitte hin gerichtete Kraft zu

$$G \sin \alpha - G \frac{w^2 a}{g},$$

während der einem Reibungscoefficienten f entsprechende Reibungswiderstand durch $f\, G \cos \alpha$ dargestellt ist. Durch die Gleichsetzung beider Ausdrücke erhält man die Gleichung

$$\sin \alpha - f \cos \alpha = \frac{w^2 a}{g},$$

woraus man den Gleitwinkel α ermitteln kann. Für den größten Werth $\alpha = 90^0$, welchen dieser Winkel höchstens annehmen kann, erhält man hieraus $1 = \frac{w^2 a}{g}$, woraus zu folgern ist, daß die Winkelgeschwindigkeit w des Rades stets unter dem Betrage $w = \sqrt{\frac{g}{a}}$ verbleiben muß, wenn die hier vorausgesetzte Wirkung überhaupt stattfinden soll. Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades darf natürlich nicht so groß gewählt werden, daß die Fliehkraft das Fallen verhindert, was bei einer Winkelgeschwindigkeit $w = \sqrt{\frac{g}{a}}$ der Fall ist. Diese nicht mehr zulässige Winkelgeschwindigkeit würde sich demnach für ein 2 Meter großes Waschrad zu

$$w = \sqrt{9,81} = 3,13 \text{ m}$$

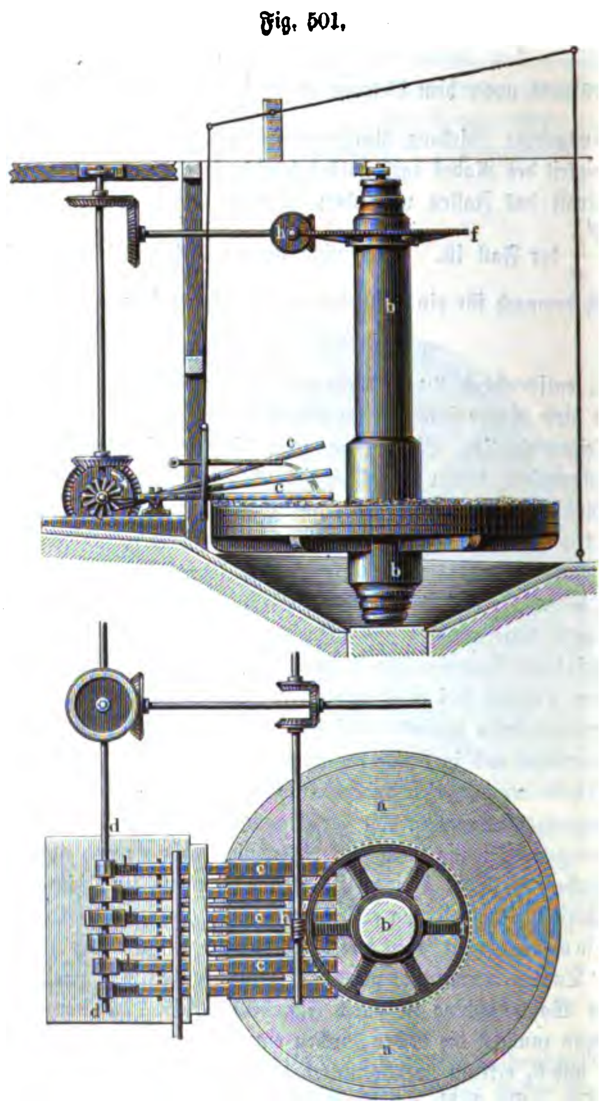
ermitteln, entsprechend 30 Umdrehungen in der Minute. In Wirklichkeit läßt man diese Räder stets viel langsamer umgehen.

Eine eigenthümliche Einrichtung zeigt die zur Entschlichtung von Baumwollgeweben früher mehrfach in Gebrauch genommene sogenannte Prätschmaschine, bei welcher das zu behandelnde Zeug auf einer horizontalen starken hölzernen Scheibe a, Fig. 501 (a. f. S.), ausgebreitet wird, der man durch Umdrehung ihrer Axe b eine sehr langsame Bewegung ertheilt. Die auf der Scheibe befindliche Waare ist hierbei der Schlagwirkung einer Anzahl hölzerner Hebel c ausgesetzt, die durch eine auf die kürzeren Arme l wirkende Daumenwelle d erhoben werden und niederfallen, sobald sie von den Daumen frei gelassen werden. Die Versetzung der Hebedaumen nach Schraubenlinien bewirkt die Erhebung der Schlagstäbe in regelmäßiger Aufeinanderfolge, und in Folge der langsamen Drehung der Scheibe a werden alle Theile der darauf befindlichen Waare der Schlagwirkung ausgesetzt. Die Bewegungsübertragung von der Daumenwelle d auf die Axe b durch Kegelradvorgelege, sowie durch das vielzähnige Schneckenrad f, in welches die Schraube ohne Ende h eingreift, erkennt man aus der Figur.

Eine kräftige Stoßwirkung erzielt man durch die Waschhämmer, auch Walkhämmer genannt, weil dieselben ehemals vielfach zum Walken des wollenen Tuches verwendet wurden. Eine solche mit zwei Hämmern arbeitende Waschmaschine ist durch Fig. 502 (a. S. 773) dargestellt, aus welcher man zunächst die beiden, neben einander auf der Axe a hängenden Hebel b_1 und b_2 erkennt, welche unterhalb mit den hammerartigen Köpfen c versehen sind. Durch die auf der Welle d angebrachten Daumen e werden diese Hebel an den Heblingen f ergriffen und um einen bestimmten Winkel erhoben, worauf sie nach Art der Stampfer wieder zurückfallen und mit den Hammerköpfen auf das in dem Behälter h enthaltene Zeug treffen. Damit

hierdurch gleichzeitig eine gewisse Verschiebung der einzelnen Tuchlagen gegen einander erreicht werde, wie sie zur Erzielung einer knetenden Wirkung er-

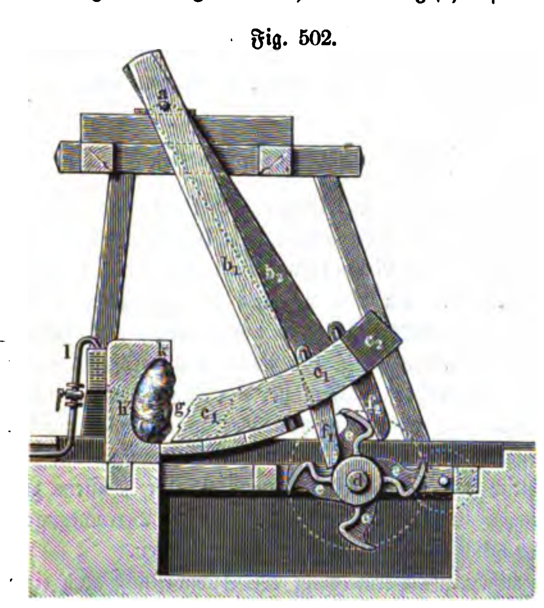
Fig. 501.



forderlich ist, sind die zur Wirkung kommenden Bahnen der Hämmer bei *g* staffelförmig gestaltet, so daß die Zähne derselben sich unter das Tuch

drängen und dasselbe nach oben zu verschieben trachten. Hierbei veranlaßt der Trog h vermöge der nach rückwärts geschweiften Kehle k ein Ueberkippen des Tuches, so daß eine regelmäßige Wendung des bearbeiteten Stoffes in dem Waschtroge stattfindet. Durch das Rohr l fließt fortwährend das erforderliche Waschwasser zu.

Fig. 502.



Für die Wirksamkeit jedes Stoßes ist hier nicht nur, wie bei den Stampfern, das Gewicht des Hebels und der durch den Daumen erzeugte Ausschub, sondern vornehmlich auch die Anfangsstellung des Hebels maßgebend, wie sich aus Folgendem ergiebt. Es möge der Schwerpunkt S, Fig. 503, eines Hammers den Abstand $AS = l$ von der Drehaxe desselben haben, und mit α der Winkel DAS bezeichnet sein, um welchen dieser Abstand in der tiefsten Lage des Hammers von der Lothlinie durch A absteht. Bezeichnet dann $\beta = SAS_1$ den Winkel, um welchen der Hammer aus seiner tiefsten Lage durch den Wellbaumen bewegt wird, so entspricht dieser Schwingung des Hammers von AS nach AS_1 eine senkrechte Erhebung um $EE_1 = l[\cos\alpha - \cos(\alpha + \beta)] = h$, so daß die zur Erhebung des Hammergewichtes G erforderliche Arbeit durch $A = Gh = Gl[\cos\alpha - \cos(\alpha + \beta)]$

Fig. 503.

sich ausdrückt. Die thatsächlich aufzuwendende Arbeit ist wegen der Nebenhindernisse natürlich etwas größer anzunehmen, während die Wirkung des Hammers bei dem jedesmaligen Niederfallen desselben entsprechend verkleinert wird. Die Geschwindigkeit, welche der Schwerpunkt S in dem Augenblicke des Stoßes angenommen hat, bestimmt sich daher, wenn von den Nebenhindernissen abgesehen wird, zu

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2gl\,[\cos\alpha - \cos(\alpha + \beta)]}.$$

Es geht hieraus hervor, daß die Stoßwirkung dieser Waschhämmer unter sonst gleichen Verhältnissen um so größer ausfällt, je flacher dieselben aufgehängt werden, d. h. je größer der Neigungswinkel α gegen das Loth in der tiefsten Lage gewählt wird. Da zum Waschen ein geringerer Druck ausreicht, als er zum Walken erforderlich ist, so macht man den Anfangswinkel α bei derartigen Waschhämmern in der Regel nicht größer als 20 bis 25°, während dieser Winkel bei den in ähnlicher Art eingerichteten, früher viel gebräuchlichen Walkhämmern zu 45° und darüber angenommen wurde.

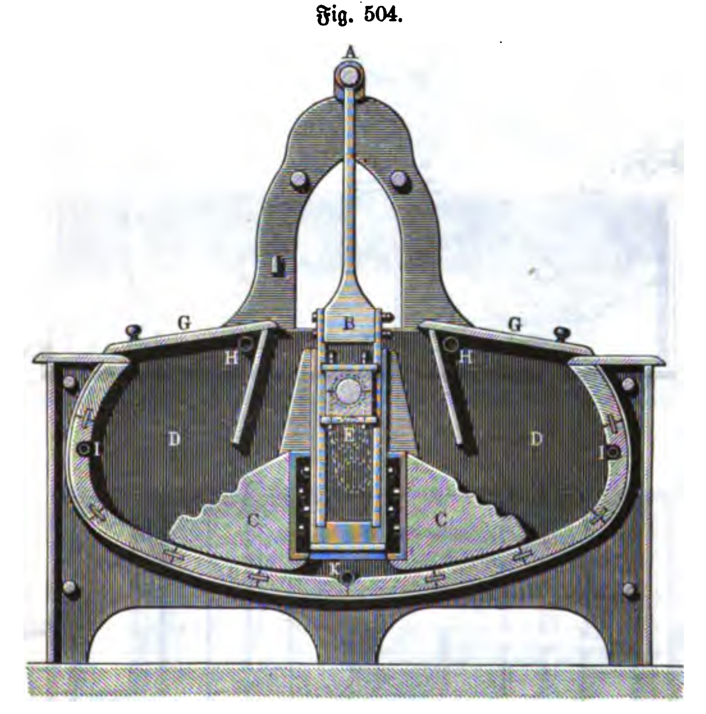
In Betreff der Bewegungsübertragung zwischen den Wellbaumen und der Hebelatte, sowie hinsichtlich der Form der Daumen und der höchstens zulässigen Zahl der Hebungen in der Minute können ähnliche Betrachtungen angestellt werden, wie bezüglich der Stampfer in §. 6 geschehen.

Man hat diesen Maschinen zur Vermeidung der Stoßwirkung auch eine solche Einrichtung gegeben, vermöge deren die Hämmer durch Kurbeln in Schwingungen versetzt werden, so daß nunmehr das zu waschende Zeug nicht mehr dem Stoße des fallenden Hammers, sondern der durch die Kurbel ausgeübten Druckwirkung ausgesetzt ist. Weil das Hammergewicht hierbei nicht zur Verwendung gebracht wird, so läßt man die Hämmer um eine verticale Mittellage gleichmäßig nach beiden Seiten hin schwingen, so daß man dadurch Gelegenheit hat, zu jeder Seite einen Waschtrog anzuordnen. Eine solche doppeltwirkende Kurbeldruckwalke, wie sie sowohl zum Walken wie zum Waschen vielfach gebraucht wird, ist durch Fig. 504 in der ihr von Schimmel in Chemnitz gegebenen Ausführung dargestellt. Es sind bei dieser Maschine auf die oberhalb gelagerte Queraxe A neben einander zwei Hammerstiele B gehängt, die an den Enden mit den doppelten Hammerköpfen C versehen sind, so daß bei dem Schwingen derselben ein Waschen zu beiden Seiten in den Waschörtern D stattfindet. Zur Bewegung der Hebel dient die doppelt gekröpfte Triebaxe E, deren beide nahezu entgegengesetzt gestellte Kurbelkröpfe die Hebel direct und unter Vermeidung von Lenkerstangen in den dazu vorgesehenen Schlitzen ergreifen, so daß das zur Anwendung gebrachte Getriebe sich nach Th. III, 1 als die oscillirende Kurbelschleife kennzeichnet. Die zu waschenden Gegenstände werden zu beiden Seiten in den Waschtrog gebracht, in welchem sie nach dem Verschluß

durch die Deckel *G* etwa 15 Minuten lang der Wirkung der Druckklötze *C* ausgesetzt werden, indem man die Triebwelle während dieser Zeit mit 60 bis 90 Umdrehungen in der Minute bewegt. Durch die Röhren *H* kann warmes Wasser, durch *I* Dampf eingeleitet werden, der Abzug des schmutzigen Wassers geschieht durch das Rohr *K*. Diese Maschinen werden für Waschanstalten [1]) wegen ihrer guten Wirkung bestens empfohlen.

Bei den sonst zum Waschen von Webwaaren gebräuchlichen Maschinen pflegt man fast allgemein die Pressung des Stoffes durch zwei Walzen aus-

Fig. 504.

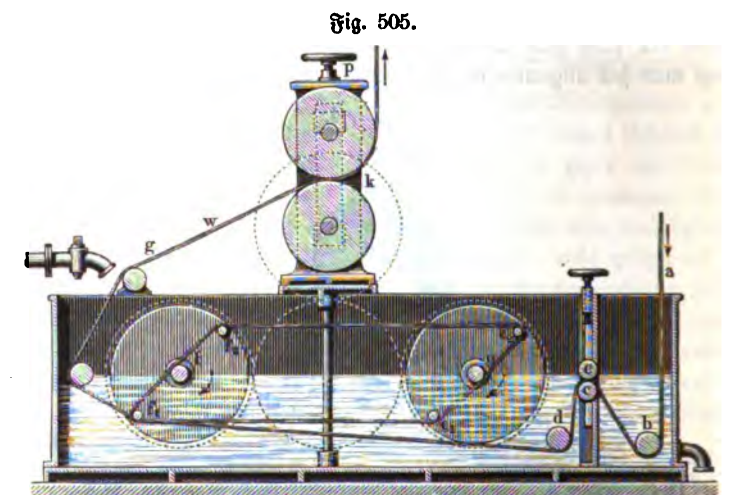


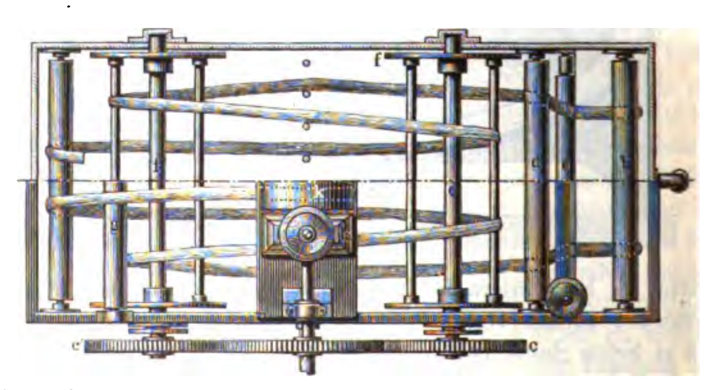
zuüben, die durch Federn mit bestimmtem Drucke gegen einander gepreßt werden und zwischen denen man das Zeug wiederholt hindurchgehen läßt, dem zu diesem Zwecke durch Zusammennähen der beiden Enden die Form eines endlosen Bandes gegeben wird. Von den verschiedenen, von einander nur in nebensächlichen Punkten abweichenden Einrichtungen dieser Art ist in Fig. 505 (a. f. S.) eine vorgestellt. Das aus vielen einzelnen Zeugstücken durch Zusammennähen gebildete Band wird bei *a* in den Waschbottich geführt und wickelt sich, nachdem es die Walzen *b*, *c*, *d* passirt hat, in mehr-

[1]) Uhland, Der praktische Maschinenconstructeur 1869, Nr. 10 u. 11.

facher Windung auf die beiden Haspel *e* und *f*, so daß es wiederholt durch die Waschflüssigkeit in der Richtung von e_1 nach f_1 hindurchgezogen und oberhalb derselben in der Richtung von f_2 nach e_2 zurückgeführt wird. Das bei *g* austretende Zeug wird dann zwischen den durch Schrauben fest zusammengepreßten Walzen *k* einer entsprechenden Pressung unterworfen. Es

Fig. 505.





ergiebt sich hieraus, daß diese Maschinen eine Reinigung nicht sowohl durch eine knetende oder reibende Wirkung erzielen, als vielmehr nur eine Abführung der hinreichend erweichten Stoffe durch die gewaltsam ausgedrückte Flüssigkeit bezwecken, so daß die Wirkung dieser Art von Maschinen mehr den Charakter eines Ausspülens trägt, das eine hinreichende Reinigung nur bei oftmaliger Wiederholung des beschriebenen Vorganges erzielen läßt.

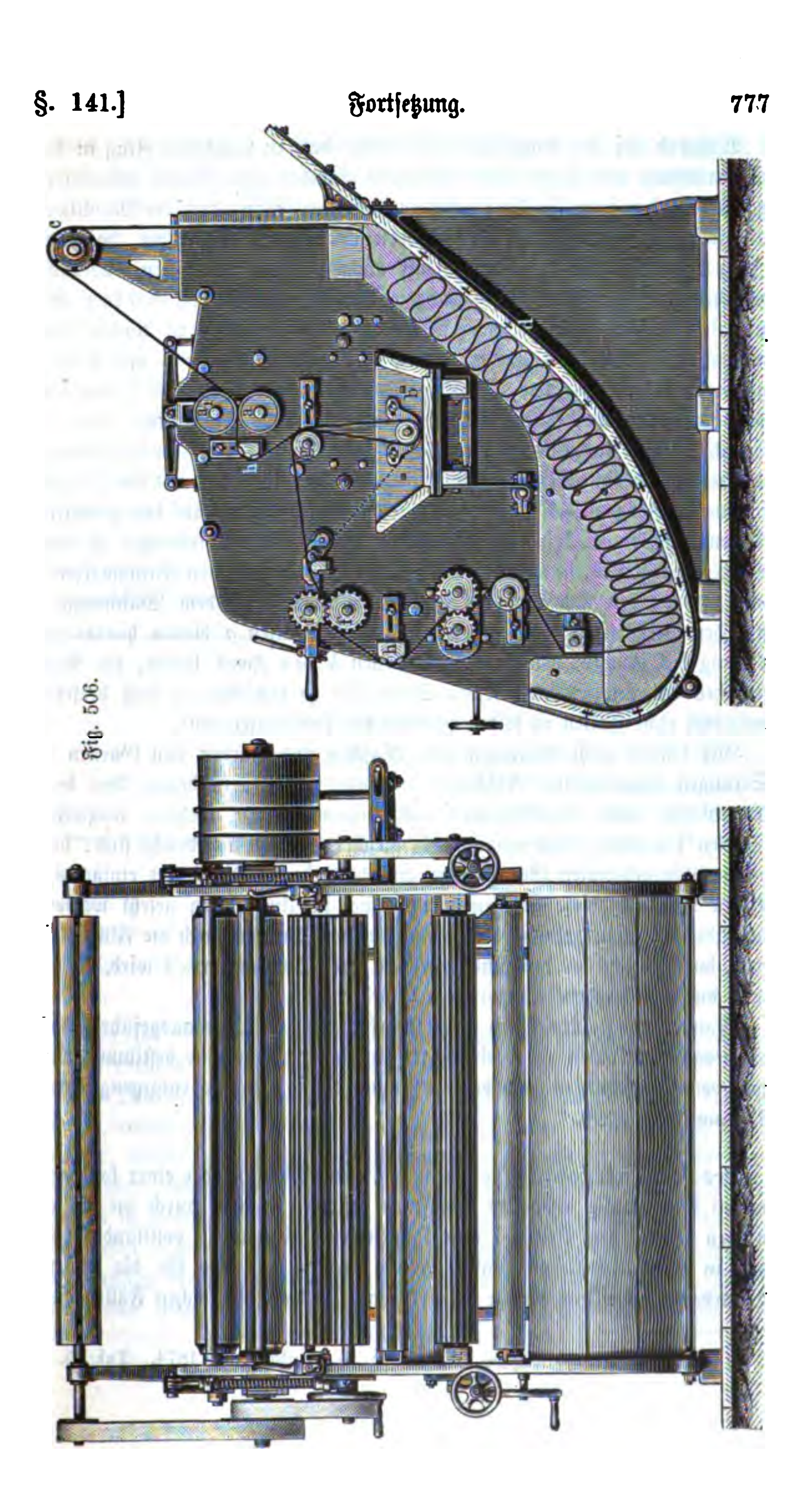


Fig. 506.

Während bei der vorgedachten Maschine das zu waschende Zeug in der Querrichtung zur Form eines schmalen Bandes oder Taues zusammengefaltet ist, hat man für die Herstellung wollener Stoffe auch die Maschinen als sogenannte Breitwaschmaschinen in der Art ausgeführt, daß das Zeug nach der Breitenrichtung straff ausgespannt ohne Falten wiederholt zwischen den Quetschwalzen hindurchgezogen wird, wie aus Fig. 506 (a. v. S.) zu erkennen ist, die eine solche Maschine von Hemmer in Aachen veranschaulicht. Hierin stellen a und a_1 die beiden durch Hebel und Federn gegen einander gepreßten Quetschwalzen dar, deren Länge der Breite des Gewebes entspricht, so daß letzteres glatt und ohne Falten aus dem die Waschflüssigkeit enthaltenden Troge b angezogen wird. Die von der unteren Walze a durch einen Riemen angetriebene Walze c zieht das aus den Walzen kommende Zeug an sich, um es in gleichmäßigen Falten auf den geneigten Boden d fallen zu lassen, auf welchem die einzelnen Windungen in dem Maße herabgleiten, in welchem das Zeug durch die gezahnten Anzugwalzen e und f angezogen und zum wiederholten Waschen nach dem Waschtroge b und den Preßwalzen a abgegeben wird. Die Walzen g dienen hierbei zur Leitung des Zeuges, während die Schienen h den Zweck haben, ein Ausstreichen des Stoffes nach beiden Seiten hin zu bewirken, so daß derselbe möglichst ohne Falten zu bilden zwischen die Preßwalzen tritt.

Hier können auch diejenigen zum Waschen und Färben von Garnen in Strängen angewendeten Maschinen angeführt werden, in denen über dem die Wasch- oder Farbflüssigkeit enthaltenden Gefäße mehrere wagrechte Spulen[1]) parallel neben einander in gleicher Höhe so angebracht sind, daß die darüber gehängten Garnstränge unterhalb in die Flüssigkeit eintauchen. Wenn nun alle diese Spulen gleichmäßig in Umdrehung gesetzt werden, so findet ein unausgesetztes Hindurchziehen der Stränge durch die Flüssigkeit statt, durch welche der beabsichtigte Zweck einer Spülung erzielt wird, welche man durch vorhandene Spritzröhren befördert.

Man hat diese Maschinen wohl mehrfach in der Weise ausgeführt, daß die gedachten Spulen in regelmäßiger Aufeinanderfolge eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen nach der einen und dann nach der entgegengesetzten Richtung erhalten[2]).

§. 142. **Trockenanlagen.** Die einem Waschen, Bleichen oder einer sonstigen nassen Behandlung ausgesetzt gewesenen Waaren können durch die mechanischen Mittel des Pressens oder Schleuderns niemals so vollständig von dem in ihnen enthaltenen Wasser befreit werden, wie dies für die weitere Verarbeitung meistens nöthig ist, und man hat daher in solchen Fällen eine

[1]) D. R.-P. Nr. 25890. — [2]) Ztschr. d. V. deutsch. Ing. 1874. Taf. 25.

weitere Absonderung der Feuchtigkeit durch ein Trocknen der Stoffe, d. h. durch ein Verdunsten der Feuchtigkeit vorzunehmen. Wenn auch die Einrichtung der diesem Zwecke dienenden Heiz- und Trocknungsanlagen hier nicht zu besprechen ist, so muß doch der in gewissen Fällen hierzu in Anwendung kommenden Maschinen Erwähnung geschehen, da dieselben als Maschinen zu betrachten sind, deren Zweck wesentlich in einer Absonderung besteht. Insbesondere finden solche Maschinen bei der Verarbeitung von Wolle und der Herstellung von Geweben, sowie bei der Darstellung des Papiers eine häufigere Verwendung.

Die Menge der in verschiedenen Stoffen nach deren Auspressen oder Ausschleudern zurückbleibenden Feuchtigkeit ist nach der Beschaffenheit der Stoffe und nach der Wirkungsweise der zur mechanischen Entwässerung in Anwendung gebrachten Mittel sehr verschieden, wie aus einer Angabe von Rouget de Lisle[1]) hervorgeht. Danach sind in jedem Kilogramm der nachstehend verzeichneten Webstoffe die beigeschriebenen Wassermengen in Kilogrammen enthalten:

	Nach dem Auswringen	Nach starker Pressung	Nach dem Schleudern in einer Maschine, deren Korb 0,8 m Durchmesser hatte und 500 bis 600 Umdrehungen in der Minute machte
Flanell	2	1	0,60
Kattun	1	0,60	0,35
Seidenstoff	0,95	0,50	0,30
Leinwand	0,75	0,40	0,25

Diese Zahlen können einen ungefähren Anhalt für die durch das Trocknen zu entfernenden Wassermengen geben.

Das Trocknen von Stoffen kann hauptsächlich in zweierlei Art bewirkt werden, entweder dadurch, daß man die Stoffe einem Strome von Luft aussetzt, welche noch nicht mit Wasserdämpfen gesättigt und daher für Feuchtigkeit noch aufnahmefähig ist, oder daß man die Stoffe mit erwärmten Flächen in directe Berührung bezw. in die Nähe derselben bringt, so daß die von diesen Flächen durch Leitung oder Strahlung abgegebene Wärme die Verdunstung der Feuchtigkeit bewirkt. Bei der erstgedachten Art des Trocknens kann man ebensowohl Luft von der gewöhnlichen Temperatur der

[1]) Péclet, Traité de la chaleur.

Atmosphäre benutzen, wie man auch behufs einer Beschleunigung der Trocknung die Luft durch künstliche Erwärmung auf eine höhere Temperatur bringen kann. In jedem Falle handelt es sich dabei um eine stetige Lufterneuerung, da auch bei höchstmöglicher Temperatur der Luft die Verdunstung aufhören muß, sobald die den zu trocknenden Stoff umgebende Luft sich in dem ihrer Temperatur entsprechenden Sättigungszustande befindet, welcher Zustand sich bei stillstehender Luft sehr bald einstellt. Hieraus ergiebt sich für jede sogenannte Trockenkammer die Nothwendigkeit einer hinreichenden Ventilation, wie ja auch die für das Trocknen der im Freien aufgehängten Wäsche förderliche Einwirkung des Windes genugsam bekannt ist. Daß man im Freien, bei der gewöhnlichen, selbst bei einer sehr niedrigen Temperatur der Luft Stoffe überhaupt trocknen kann, erklärt sich daraus, daß die atmosphärische Luft meistens nur zum Theil mit Wasserdämpfen gesättigt ist, und es wird hieraus auch ersichtlich, warum unter günstigen Umständen, d. h. bei relativ geringer Feuchtigkeit der Luft und lebhaftem Winde das Trocknen im Winter oft schneller erfolgt als im Sommer bei stiller Luft und relativ hohem Feuchtigkeitsgehalte.

Um die Verhältnisse für das Trocknen feuchter Stoffe durch über dieselben hinweggeführte Luft zu beurtheilen, insbesondere um die erforderlichen Luftmengen zu bestimmen, können die folgenden Betrachtungen dienen. Führt man über feuchte Gegenstände von der Temperatur der Atmosphäre t ein Kilogramm Luft von derselben Temperatur t hinweg und sorgt dafür, daß diese Luft mit den Stoffen in hinreichend innige Berührung kommt, so wird die Luft von den Stoffen als bei der herrschenden Temperatur t vollständig gesättigte Luft abziehen, d. h. sie wird Dämpfe enthalten, deren Spannung p und Dichte δ diejenigen Werthe haben, die dem Wasserdampfe bei der Temperatur t zukommen. Wenn daher die zugeführte Luft bei dem Eintritte nur im Verhältnisse n gesättigt war, unter n einen echten Bruch verstanden, so hat die Luft eine Wassermenge $(1 - n) w$ Kilogramm aufgenommen, wenn w diejenige Wassermenge bedeutet, welche in einem Kilogramm Luft von der Temperatur t und atmosphärischer Spannung im Zustande vollständiger Sättigung enthalten sein kann. Hiernach kann man, wenn man aus der von Regnault angegebenen Tabelle für die bezügliche Temperatur t die Spannung p und Dichte δ des Dampfes entnimmt, ermitteln, wie viel jedes Kilogramm Luft von bestimmtem Sättigungsgrade Wasser aufnehmen kann.

Beispiel. Es möge eine Temperatur der Waare sowie der Luft $t = 15^0$ C. angenommen werden. Nach der angeführten Tabelle gehört zu gesättigtem Dampfe von der Temperatur $t = 15^0$ eine Spannung $p = 12{,}7$ mm und eine Dichte $\delta = 0{,}0000128$. Demgemäß übt in dem mit Wasserdampf gesättigten Gemenge, dessen Pressung 760 mm ist, die Luft einen Druck von $760 - 12{,}7 = 747{,}3$ mm

aus, und man erhält nach dem Mariotte und Gay-Lussac'schen Gesetze (Th. I) das Volumen V von 1 kg solcher Luft durch

$$V \,.\, 1{,}294 \, \frac{747{,}3}{760} \, \frac{273}{273 + 15} = 1 \text{ kg zu } V = 0{,}829 \text{ cbm}.$$

Die in diesem Raume enthaltene Dampfmenge bestimmt sich daher zu

$$0{,}829 \,.\, 0{,}0128 = 0{,}010 \text{ kg}.$$

Würde daher die Luft einen Sättigungsgrad $n = 0{,}40$ haben, so könnte man mit jedem Kilogramm der zugeführten Luft dem Stoffe eine Wassermenge von $(1 - 0{,}4)\ 0{,}010 = 0{,}006$ kg = 6 Gramm entziehen. Zur Verdampfung dieser Wassermenge wäre nach Th. II, 2 eine latente Wärme erforderlich von

$$0{,}006\,(606{,}5 - 0{,}695 \,.\, 15) = 0{,}006 \,.\, 596 = 3{,}57 \text{ Wärme-Einheiten.}$$

Die vorstehend berechnete, zur Verdunstung der Feuchtigkeit erforderliche Wärme wird bei solchen Anlagen, in denen das Trocknen durch Luft von der gewöhnlichen Temperatur der Atmosphäre bewirkt wird, von der umgebenden Atmosphäre hergegeben, zu welchem Zwecke man die umgebenden Wände derartiger Trockenräume für die Wärme möglichst durchlässig und also nur von geringer Dicke auszuführen hat.

Wenn man dagegen zur Beschleunigung des Trocknens der Luft durch künstliche Erwärmung eine höhere Temperatur t_1 mittheilt, so findet die Verdunstung der zu entfernenden Feuchtigkeit lediglich durch die dieser Luft zugeführte Wärme statt und man hat zur thunlichsten Verminderung der durch Strahlung und Leitung entstehenden Wärmeverluste alle die Trockenvorrichtung umgebenden Wandungen aus möglichst schlechten Wärmeleitern und von größerer Dicke herzustellen. Der Wirkungsgrad einer solchen Anlage, d. h. das Verhältniß der zur Verdunstung von Feuchtigkeit dienenden zu der für die Lufterhitzung aufgewendeten Wärmemenge hängt wesentlich von der Temperatur der eingeführten Trocknungsluft und derjenigen des abgeführten Gemenges von Luft und Feuchtigkeit ab, wie man sich aus dem Folgenden überzeugt. Führt man in einen abgeschlossenen, von möglichst schlechten Wärmeleitern umgebenen Raum, etwa in eine Trockenkammer für nasse Zeuge, in welchem die Temperatur t_0 der Atmosphäre herrscht, an einer Stelle einen ununterbrochenen Strom Luft von der höheren Temperatur t_1 ein, so wird ununterbrochen an einer anderen Stelle eine gleiche Luftmenge abgeführt werden müssen, welche eine gewisse Menge Feuchtigkeit in Form von Wasserdämpfen aus der zu trocknenden Waare aufgenommen hat, und deren Temperatur allgemein durch t_2 bezeichnet werden möge. Es soll hierbei vorausgesetzt sein, es werde die hindurchgeführte Luft so vielfach und innig mit der zu trocknenden Masse in Berührung gebracht, daß sie immer Gelegenheit hat, sich mit Wasserdampf zu sättigen, d. h. gerade denjenigen Wassergehalt in Dampfform aufzunehmen, welcher ihrer Temperatur gemäß der Tabelle von Regnault entspricht. Ferner möge von den Ver-

lusten an Wärme abgesehen werden, die durch Strahlung und Leitung an den Umfassungswänden des Trockenraumes entstehen, indem vorausgesetzt werden soll, daß diese Umfassungswände hinreichend dick und für die Wärme undurchlässig seien.

Es ist dann ersichtlich, daß die Temperatur der abziehenden feuchten Luft t_2 zwischen der Temperatur t_0 der Atmosphäre und derjenigen t_1 der eingeführten trockenen Luft liegen muß, und daß diejenige Wärme, welche in der abgehenden Luft weniger enthalten ist, als in der zugeführten, dazu verwendet worden ist, einerseits den Inhalt des Trockenraumes langsam zu erwärmen und andererseits eine gewisse Wassermenge zu verdampfen, die gleichzeitig mit der abgehenden Luft entweicht, und in deren Entfernung der ganze Zweck der Trockeneinrichtung zu erkennen ist. Im Anfange des Vorganges wird die eintretende Luft fast die ganze ihr mitgetheilte Wärme zur Temperaturerhöhung der Waare verwenden und die abziehende Luft nur die niedere Temperatur t_0 haben, doch wird diese Temperatur sich fortwährend erhöhen, in dem Maße, wie auch diejenige der in dem Trockenraume enthaltenen Waare steigt, bis zuletzt die Luft mit nahezu derselben Temperatur abzieht, mit welcher sie zugeführt wird.

Um ein Kilogramm Luft von der atmosphärischen Temperatur t_0 auf diejenige t zu erwärmen, ist eine Wärmemenge

$$Q = c\,(t - t_0) = 0{,}237\,(t - t_0)$$

erforderlich, unter $c = 0{,}237$ die specifische Wärme für constanten Druck (1 Atm.) verstanden. Von dem geringen Feuchtigkeitsgehalte der Luft von der atmosphärischen Temperatur möge im Folgenden abgesehen, diese Luft also als ganz trocken angenommen werden. Um die Wassermenge zu bestimmen, welche 1 kg Luft von der Temperatur t und atmosphärischer Spannung aufnehmen kann, bestimmt sich, wenn p wieder die Spannung des gesättigten Wasserdampfes von der Temperatur t bedeutet, das Volumen von 1 kg Luft wie oben zu

$$V = \frac{1}{1{,}294}\,\frac{760}{740 - p}\,\frac{273 + t}{273}$$

und daher erhält man die in diesem Raume enthaltene Dampfmenge, wenn dessen Dichte durch δ gegeben ist, zu

$$D = V\delta.$$

Die Wärmemenge, die zur Erzeugung dieses Dampfes D von der Temperatur t aus Wasser von der Temperatur t_0 erforderlich ist, bestimmt sich dann zu

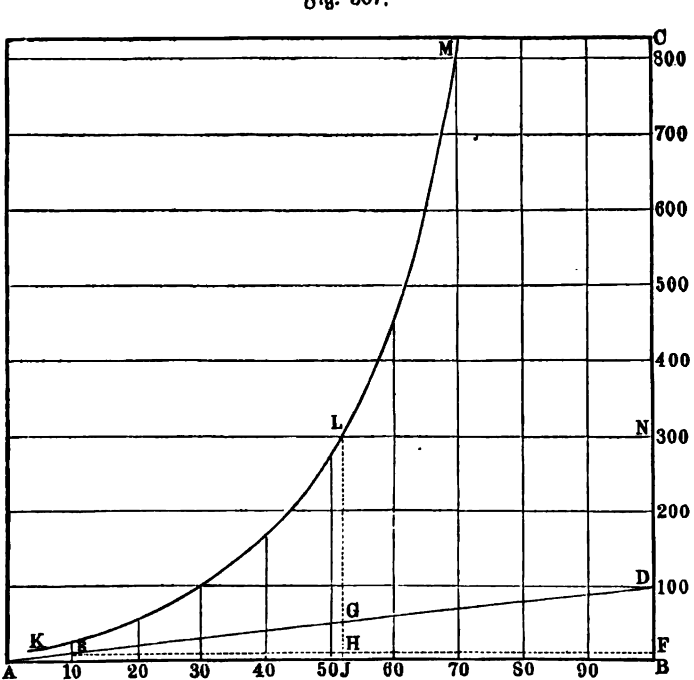
$$W = D\,(\lambda - t_0) = D\,(606{,}5 + 0{,}305\,t - t_0),$$

wenn $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t$ die Gesammtwärme des Dampfes (Th. II, 2, §. 234) vorstellt.

Mit Hülfe dieser Formeln und der aus der mehrerwähnten Tabelle für Dämpfe zu entnehmenden Werthe von p und δ läßt sich nun ein Diagramm entwerfen, das in einfacher Art die Verhältnisse erkennen läßt, die für die Beurtheilung von Trockenkammern mit erwärmter Luft maßgebend sind.

In diesem Diagramm, Fig. 507, sind auf der horizontalen Axe AB die Temperaturen von 0 bis 100° C. als Abscissen aufgetragen, während die Abstände auf der dazu senkrechten Geraden BC nach einem geeigneten

Fig. 507.



Maßstabe diejenigen Wärmemengen darstellen, die erforderlich sind, um 1 kg trockene Luft von Null Grad bis auf die beigeschriebene Temperatur zu erwärmen.

Beispielsweise stellt die Strecke BD die Wärmemenge von 23,7 Einheiten vor, die zur Erwärmung von 1 kg Luft von 0 bis auf 100° erforderlich ist. Zieht man daher die Gerade AD, so erhält man ebenfalls für jeden beliebigen Punkt derselben in seinem senkrechten Abstande von der Axe AB das Maß für die Wärmemenge, welche 1 kg Luft zu seiner Erwärmung von Null bis zu der Temperatur erfordert, die durch die Abscisse dieses Punktes angegeben ist. Beispielsweise stellt für den Punkt G die

Ordinate GJ nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe die Wärme vor, die zur Temperaturerhöhung von 0 auf etwa 52° C. erforderlich ist.

Zieht man parallel zur Axe AB die in der Figur punktirte Gerade EF, welche der Temperatur t_0 der Atmosphäre entspricht, wofür hier 10° C. angenommen wurde, so erhält man offenbar in den zwischen dieser Parallelen und AD gelegenen Abschnitten der Ordinaten auch das Maß für die Wärmemengen, welche 1 kg Luft von t_0 erfordert, um bis auf die zugehörige Temperatur erwärmt zu werden. Beispielsweise stellt GH die Wärmemenge vor, die zur Erwärmung von 1 kg Luft von 10° auf 52° erforderlich ist.

In dem Diagramm findet sich ferner eine krumme Linie KLM, welche in folgender Art entworfen wurde. Für eine hinreichend große Anzahl von Temperaturen zwischen 0° und 70° wurden nach den vorstehenden Formeln die Dampfmengen D berechnet, die von 1 kg Luft von diesen betreffenden Temperaturen im Zustande der vollständigen Sättigung aufgenommen werden, und ebenso wurden diejenigen Wärmemengen W ermittelt, die erforderlich sind, um jene besagten Dampfmengen D aus Wasser von der ursprünglichen Temperatur $t_0 = 10°$ der Waare zu erzeugen. Diese so gefundenen Wärmemengen W wurden dann nach dem angenommenen Maßstabe in den zugehörigen Punkten von AD als Ordinaten aufgetragen. Die hierdurch erhaltenen Endpunkte der über AD aufgetragenen Ordinaten ergaben die gedachte Curve KLM. Hiernach giebt beispielsweise die Strecke GL diejenige Wärme an, die der in 1 kg Luft von 52° C. im Zustande der Sättigung enthaltene Dampf erforderte, um sich aus Wasser von 10° zu bilden.

Die Verwendung des Diagramms ergiebt sich nun leicht. Zieht man durch L eine Parallele LN zur Abscissenaxe AB, so wird die senkrechte BC in einem Punkte N entsprechend 300° C. getroffen, woraus man schließt, daß eine Erwärmung der in die Trockenkammer eingeführten Luft bis auf $t_1 = 300°$ zur Folge hat, daß die Temperatur der abziehenden, mit Wasserdämpfen gesättigten Luft etwa 52° betragen wird. Von der zur Erwärmung der Luft von 10° auf 300° aufgewandten Wärmemenge, welche durch FN dargestellt ist, wird ein der Strecke GL entsprechender Betrag zur Verdunstung von Wasser also zu dem beabsichtigten Trocknungsvorgange verwendet, während der Rest GH dadurch verloren geht, daß die eingeführte Luft mit einer Temperatur von 52° in die Atmosphäre entweicht. Dieser letztgedachte Wärmebetrag dient also nicht eigentlich dem beabsichtigten Zwecke des Trocknens und muß daher als ein Verlust angesehen werden. Man kann sonach, wenn man von einem Wirkungsgrade der Trockenvorrichtung sprechen will, hierunter das Verhältniß $\frac{GL}{HL}$ der nutzbar gemachten zur aufgewendeten Wärmemenge verstehen.

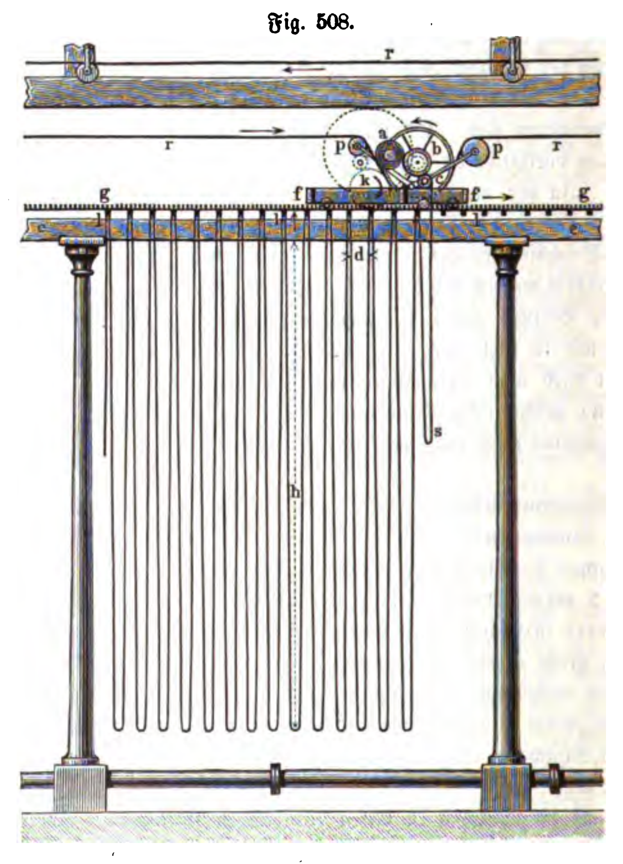
Der mit der höheren Temperatur der abziehenden Luft verbundene Verlust an Wärme ist an sich zwar um so größer, je höher diese Temperatur ist, und man begegnet daher wohl öfter der Ansicht, daß es für eine möglichst weitgehende Ausnutzung der Wärme von Vortheil sein müsse, das abziehende Gemenge von Luft und Wasserdampf mit einer möglichst geringen Temperatur entweichen zu lassen, doch läßt das Diagramm diese Ansicht unmittelbar als eine irrthümliche erkennen. Der Verlauf der Curve *KM* ist nämlich ein solcher, daß das Verhältniß der beiden Ordinatenabschnitte zwischen dieser Curve und der Geraden *AD* zu den Abschnitten zwischen der Curve *KLM* und *EF*, welches den Wirkungsgrad vorstellt, um so größer wird, je höher die Temperaturen sind. Es folgt hieraus, daß es bezüglich der Wärmeausnutzung vortheilhafter ist, bei hohen als bei niedrigen Temperaturen zu trocknen. In den meisten Fällen der Ausführung wird aber natürlich die Erhitzung der in die Trockenräume einzuführenden Luft einen bestimmten von der Beschaffenheit der Waare abhängigen Grad nicht übersteigen dürfen, und außerdem machen sich die in den vorstehenden Betrachtungen außer Acht gelassenen Verluste durch Wärmeleitung und Strahlung der Umfassungsmauern um so fühlbarer, je höher die Temperaturen sind. Aus diesen Gründen wird man wohl nur selten die Luft höher als auf etwa 300° erwärmen; geschieht die Erwärmung durch Dampfleitungen, so erhebt sich die Temperatur meist nicht oder nur wenig über 100°.

Trockenmaschinen. §. 143. Die zum Trocknen feuchter Stoffe in Anwendung kommenden Maschinen bestehen außer in den zur Beschaffung der erforderlichen Trocknungsluft dienenden Ventilatoren, hinsichtlich deren auf Th. III, 2 verwiesen werden kann, in Einrichtungen, welche die zu trocknenden Waaren in solcher Weise auslegen oder bewegen, daß sie der Luft eine möglichst große Oberfläche darbieten. In den Trockenhäusern der Kattundruckereien beispielsweise werden die aus vielen zusammengenähten Stücken gebildeten Zeuge in einzelnen neben einander herabhängenden Schleifen durch besondere Maschinen ausgelegt, von denen Fig. 508 (a. f. S.) die Anordnung erkennen läßt.

Das auf die Walze *a* in vielen Windungen spiralförmig aufgewundene Zeug gelangt bei der Umdrehung der Walze *b*, welche die gegen sie drückende Zeugspule *a* durch Reibung mitnimmt, über die Leitrolle *c* hinweg und bildet eine unterhalb herabhängende Schleife *s*. Um dieser Schleife gerade eine solche Länge zu geben, daß ihr unteres Ende den Fußboden des Trockenhauses noch nicht berührt, wird der ganzen das Aushängen bewirkenden Maschine, die in dem oberen Raume des Trockenhauses auf wagerechten Balken *e* aufgestellt ist, eine langsame Verschiebung ertheilt, zu welchem Zwecke die Maschine auf einem kleinen Wagen *f* befestigt ist, dessen Räder

auf Schienen der Balken *e* rollen können. Diese Verschiebung wird mit Hülfe einer auf den Balken *e* befestigten Zahnstange *g* erzeugt, in welche ein Zahnrad *k* eingreift, dessen langsame Umdrehung von der Axe *b* aus durch zwischengeschaltete Zahnräder erfolgt. Da nun auf den Balken *e* in regelmäßigen Abständen von einander feste Latten *l* angebracht sind, so ist ersichtlich, daß das unablässig herabsinkende Zeug sich über eine solche Latte *l*

Fig. 508.



hängt, sobald die Leitwalze *c* über diese Latte hinweggetreten ist, und es muß in Folge dessen das Zeug zwischen je zwei solchen Latten *l* in Form der beabsichtigten Schleife herabhängen. Um diesen Zweck in gehöriger Weise zu erreichen, ist es nur nöthig, daß das Verhältniß der Abwickelgeschwindigkeit *v* des Zeuges und der Verschiebegeschwindigkeit *w* des Wagens richtig gewählt werde. Bezeichnet *d* die Entfernung zweier Latten *l* und ist *h* die Höhe einer Schleife, so muß der Wagen offenbar um die Ent-

fernung d sich verschoben haben, sobald eine Zeuglänge $2h$ zur Abwickelung gekommen ist, und man hat daher der Bedingung zu genügen

$$v : w = 2h : d,$$

was man durch geeignete Auswahl der zwischen b und k eingeschalteten Uebersetzungsräder immer leicht erreichen kann. Die mit fortschreitender Abwickelung des Zeuges eintretende Verkleinerung des Halbmessers der Zeugspule a hat auf die Abwickelgeschwindigkeit v wegen der Bewegungsübertragung durch Reibung keinen Einfluß, und damit die Umdrehung auf die Walze b auch in jeder Stellung des Wagens erfolgt, wird ein über die Spannwalzen p geführter endloser Riemen r angewendet, welcher an beiden Enden des Trockenhauses über zwei gleich große Riemscheiben geführt ist. Man ersieht auch, daß dieselbe Maschine bei der entgegengesetzten Umdrehung der Walze b dazu dienen kann, das getrocknete Zeug wieder aufzunehmen und auf die Spule a in spiralförmige Windungen zu wickeln. Die Walze b und die ganze Maschine wird meistens in solcher Breite ausgeführt, daß drei Spulen a neben einander eingelegt werden können, so daß zu gleicher Zeit drei Zeugstücke ausgehängt werden. Die zum Trocknen verwendete warme Luft führt man diesen Häusern am besten oben zu, und zieht die feuchte kühlere Luft überall möglichst gleichmäßig unten ab, so daß die in wagerechten Schichten sehr langsam niedersinkende Luft genügend Gelegenheit findet, sich mit Wasserdämpfen zu sättigen; nach dem Vorstehenden eine Hauptbedingung für die zweckmäßige Wirkung derartiger Einrichtungen.

Während bei der Verwendung der vorstehend beschriebenen Maschinen der Trockenproceß ein periodischer ist, indem eine gewisse Menge der Stoffe während einer entsprechenden Zeit in einem abgeschlossenen Raume im Ruhezustande der Einwirkung der Luft ausgesetzt wird, trocknet man vielfach nasse Waaren auch in der Art, daß man sie in sehr langsamer Bewegung durch einen Raum hindurch führt, in welchem sie einem entgegenkommenden Strome von erwärmter Luft ausgesetzt sind, so daß der Vorgang des Trocknens ein ununterbrochener ist.

Als Beispiele der hierher gehörigen Maschinen können die verschiedenen Vorrichtungen angeführt werden, deren man sich in der Weberei bedient, um die geschlichteten oder geleimten Ketten für Gewebe dem vor der weiteren Verarbeitung auf den Webstühlen erforderlichen Trocknen zu unterwerfen. Bei den meisten dieser Maschinen werden die aus sehr vielen, parallel neben einander liegenden Garnfäden bestehenden Ketten, sofern deren Trocknung nicht durch directe Berührung mit erhitzten Walzen geschehen darf, auf einem mehr oder minder langen Wege in hin- und zurückgehenden Windungen [1])

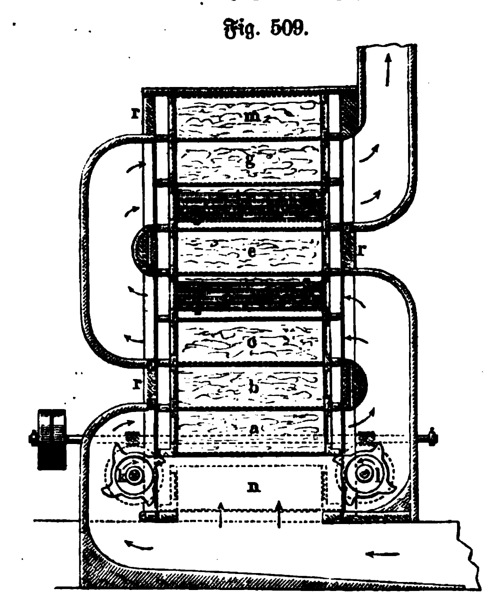
---

[1]) Kronauer, Atlas d. mech Technologie, 2. Aufl. D. R.-P. Nr. 1817.

über Leitwalzen bewegt, während ihnen gleichzeitig ein Strom erwärmter Luft entgegengeführt wird.

In eigenthümlicher Art wird die Bewegung der zu trocknenden, aus den Wollwaschmaschinen kommenden Wollen in den dazu dienenden Wolltrockenmaschinen bewirkt. Man bringt hierbei die Wolle in flache, viereckige Kästen, welche oben offen und unten mit Böden aus Drahtgeflecht versehen sind, und ordnet mehrere solcher Kästen über einander zu einer vierseitigen Säule an, die in langsamen Niedergang versetzt wird. Umschließt man diese Säule durch einen Mantel, dem unten warme Luft zugeführt wird, während oben die Abzugsöffnung für die feuchte Luft sich befindet, so kann man regelmäßig den am unteren Ende angekommenen Kasten mit trockener Wolle entfernen und in den oben frei gewordenen Raum einen Kasten mit feuchter Wolle einschieben. Während bei den älteren, von Beu gebauten Maschinen dieser Art die Luft von unten nach oben die ganze Säule dieser Kästen durchstreichen mußte, ist bei der Maschine von Schimmel[1]) eine Aenderung dahin getroffen, daß die Luft seitlich über die Waare geführt wird. In Fig. 509, welche eine Skizze dieser Maschine vorstellt, erkennt man die in dem prismatischen Schranke *r* eingeschlossenen Kästen *a*, *b*, *c*..., die oben durch *m* eingeschoben und unten bei *n* herausgenommen werden. Anstatt der Böden sind hier zwei gegenüberstehende Seitenwände der Kästen durchbrochen, so daß die nach Angabe der Pfeile sich bewegende Luft abwechselnd von links und rechts über die Waare in die Kästen streicht, welche letzteren zur Aufnahme gewisser Stoffe auch mit geeigneten Zwischenlagen, wie bei *s* angedeutet, versehen sein können.

Fig. 509.



Die entsprechende Abwärtsbewegung erhält die Kastensäule durch die langsame Umdrehung der beiden Daumenwellen *k* und *l*, auf deren Daumen der

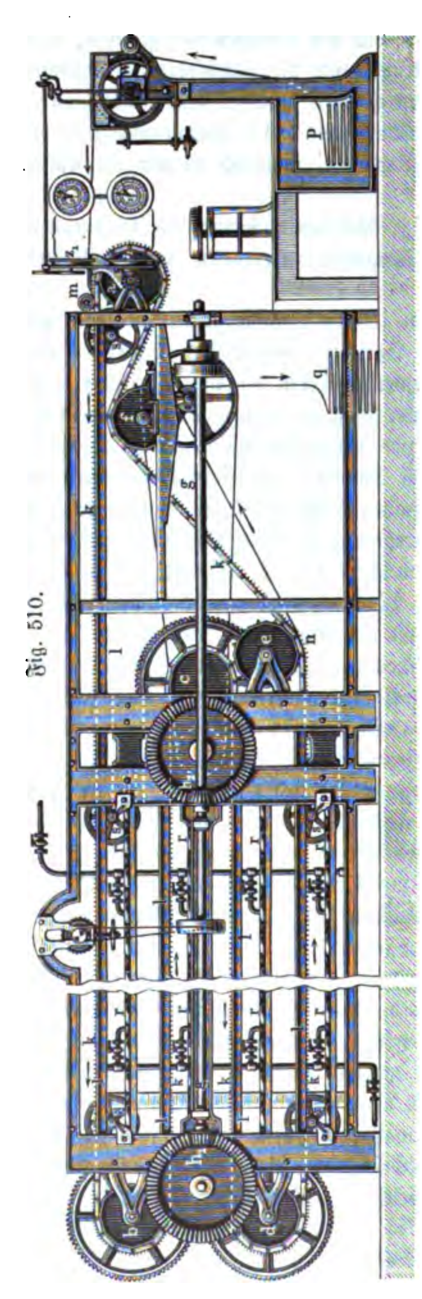
[1]) D. R.-P. Nr. 18926.

unterste Kasten so lange ruht, bis er, von den Daumen frei gelassen, nach unten abfallen kann, in welchem Augenblicke die nächstfolgenden Daumen unter den darüber befindlichen Kasten getreten sind. Offenbar hat man es durch Regelung der Umdrehungsgeschwindigkeit dieser Daumenwellen in der Hand, die Zeitdauer beliebig groß zu machen, während welcher ein Kasten in dem Behälter verweilt.

Bei vielen Geweben ist es nöthig, dieselben während des Trocknens in dem Zustande einer hinreichenden Spannung zu erhalten, um ein Krauswerden der Stoffe zu verhüten.

Zu diesem Zwecke verwandte man in den Tuchfabriken früher ganz allgemein die im Freien oder auf den Speichern aufgestellten Spann- oder Trockenrahmen, bestehend aus einer größeren Anzahl in gerader Linie hinter einander angebrachter senkrechter Pfosten, zwischen denen in einem der Tuchbreite entsprechenden Abstande zwei wagerechte Holme oder Langbäume befindlich sind. Wird das betreffende Tuchstück mit seinen Längsleisten auf die an diesen Holmen angebrachten spitzen Stifte gehakt, so kann die gehörige Spannung durch entsprechende Vergrößerung des Abstandes der beiden Langbäume hervorgebracht werden, zu welchem Zwecke der obere Baum durch einfache Vorrichtungen in geringem Maße angehoben werden kann. Diese Trockenrahmen hat man wegen ihrer unvollkommenen Einrichtung, sowie wegen der Langsamkeit und Unsicherheit des Trockenprocesses in der freien Luft in neuerer Zeit meistens durch sogenannte Tuchrahmmaschinen ersetzt, d. h. durch Vorrichtungen, vermittelst deren das straff ausgespannte Tuch langsam durch einen geschlossenen Raum hindurchgeführt wird, in welchem eine höhere Temperatur entweder durch eingeführte warme Luft oder durch die Ausstrahlung eines vorhandenen Heizröhrensystems erhalten wird. Das Tuch wird durch diesen Raum auf einem möglichst langen Wege in der Regel in hin- und zurückgehenden Bahnen hindurchgeführt und tritt am Ende dieses Weges hinreichend trocken aus der Kammer heraus. Die Bewegung des Tuches bewirkt man hierbei meistens durch zwei endlose Ketten, welche parallel zu einander in geeigneter Weise über Leitrollen geführt werden, und deren Glieder durchweg mit den zum Aufhaken der Tuchleisten dienenden Spitzen versehen sind. Wenn man diese beiden Ketten im Inneren der Kammer auf eine gewisse Strecke um eine entsprechende Größe divergiren läßt, so kann man die Anspannung des Tuches nach der Breitenrichtung in vergleichsweise einfacher Art erreichen.

Eine solche Tuchrahmmaschine ist in Fig. 510 (a. f. S.) dargestellt, woraus man die Kette k erkennt, welche über die Kettenräder a, b, c, d, e und f geführt ist. Von der durch die ganze Länge der Maschine hindurchgehenden Betriebswelle g werden vermittelst der Kegelräder h_1 die hinteren Kettenrollen b und d umgedreht, während die vorderen Kettenrollen c durch


Fig. 510.

die Kegelräder h_3 ihre Bewegung empfangen. Durch diese Anordnung, vermöge deren jede der beiden endlosen Ketten gleichzeitig an drei Stellen angetrieben wird, bezweckt man, die Spannung in den Kettengliedern herabzuziehen. Würde man nämlich jede Kette nur an einer Stelle antreiben, so würde die Anstrengung der Kettenglieder dem Widerstande der ganzen Kette entsprechen, während zufolge der gewählten Anordnung eines mehrfachen Antriebes die Spannung, welche ein zwischen zwei Antriebspunkten gelegenes Kettenstück erfährt, nur durch denjenigen Widerstand hervorgerufen wird, welchen dieses Kettenstück findet. Dieser Widerstand ist deswegen nicht unbedeutend, weil man, zur Vermeidung des Durchhängens der Ketten vermöge ihres Eigengewichtes, dieselben durch wagerechte Rinnen oder Leitungen l unterstützen muß, in denen die Kettenglieder gleiten, und die mit den entsprechenden Schlitzen versehen sind, durch welche die zum Aufhaken des Tuches an den Kettengliedern angebrachten Spitzen nach außen treten. Diese Führungsrinnen, die sich natürlich nur zwischen den Kettenrädern befinden, sind durch Schraubenspindeln s nach der Breite zu verstellen, so daß hierdurch ihre Entfernung von einander der Breite des zu trocknenden Tuches angepaßt werden

kann. Auch gewährt diese Einrichtung ein Mittel zur Erzielung jeder gewünschten Querspannung des Tuches, indem man die Entfernung der beiden Ketten auf einer gewissen Strecke ihres Weges in entsprechendem Maße zunehmen läßt.

Um dem von dem Packen p aufsteigenden Tuche die gehörige Längsspannung zu ertheilen, wird dasselbe über die mit einer Bremsvorrichtung versehene Walze w geführt, deren Umdrehung durch das dem Zuge der Ketten folgende Tuch selbst vermittelt wird. Der durch die Bremsung am Umfange dieser Walze hervorgerufene Widerstand ruft hierbei die Spannung des Tuches hervor, welche zwischen der Walze w und den Ketten eine gewisse geringe Verlängerung des Tuches bewirkt. Diese Verlängerung kann man benutzen, um den Grad der Anspannung jederzeit zu beurtheilen, indem man sowohl mit der Walze w wie mit der Axe der Kettenscheiben a je ein Zählwerk Z_1 und Z_2 in Verbindung bringt, so daß aus dem Stande der Zeiger auf den Zifferblättern dieser Zählwerke sowohl der Weg des Umfanges der Einzugwalze w wie auch derjenige der Ketten k jederzeit abgelesen werden kann. Aus der Größe, um welche die Bewegung des Walzenumfanges hinter derjenigen der Ketten in einer gewissen Zeit zurückbleibt, läßt sich ein Urtheil über die Größe der Tuchspannung gewinnen und demgemäß die letztere mit Hülfe der Bremsschrauben von w regeln.

Die Erwärmung des Tuches geschieht durch die zwischen je zwei Kettenzügen liegenden Röhren r, welche den Abdampf einer Dampfmaschine in vielen dicht neben einander angeordneten Zickzackgängen durch die Kammer hindurchführen, so daß die Trocknung vermöge der strahlenden Wärme erfolgt, die von der ausgedehnten Oberfläche dieser Heizröhren ausgeht. Eine unmittelbare Berührung des Tuches mit erwärmten Flächen findet nirgend statt, um ein Hartwerden der Wolle zu vermeiden. Die ganze Maschine ist mit Ausnahme des vorderen, zwischen a und w gelegenen Theiles in der Regel in einer geschlossenen Kammer aufgestellt, welche nur die zum Durchgang der Ketten erforderlichen Oeffnungen darbietet, so daß in dieser Kammer eine Temperatur von etwa 50 bis 60° vorherrscht. Während das Tuch bei m von zwei Arbeitern fortwährend auf die Ketten geführt wird, findet bei n dessen selbstthätige Ablösung statt, worauf es, durch die Walze o angezogen, bei q sich in regelmäßigen Lagen anhäuft.

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Tuch durch diese Maschinen hindurchgezogen wird, hängt außer von der Beschaffenheit desselben und von der Höhe der Temperatur insbesondere von der Länge der Ketten, d. h. also von dem Wege ab, den das Tuch zurückzulegen hat. Bezeichnet allgemein t die Zeit, welche zum ausreichenden Trocknen eines Tuches von gewisser Beschaffenheit erforderlich ist, so ergiebt sich in jedem Falle die Geschwindig-

keit v der fortschreitenden Bewegung für die Ketten zu $v = \frac{l}{t}$, wenn l die Länge des von dem Tuche im Inneren des Trockenraumes zurückzulegenden Weges bedeutet. Man erkennt hieraus, daß die Geschwindigkeit v, also auch die Leistungsfähigkeit einer derartigen Trockenmaschine, im geraden Verhältniß mit deren Größe, d. h. mit jener Länge l wächst, indem die zum Trocknen einer bestimmten Waare erforderliche Zeit t natürlich unter gleichen Verhältnissen dieselbe und von der Größe der Maschine unabhängig ist.

Beispiel: Wenn der von dem Tuche im Inneren des Trockenraumes einer solchen Maschine zurückzulegende Weg 30 m beträgt und eine Waare von bestimmter Beschaffenheit zum Trocknen eine Zeit von 15 Minuten erfordert, so ergiebt sich die Geschwindigkeit für die Minute zu $v = \frac{30}{15} = 2$ m, oder zu 33 mm in der Secunde, während die Geschwindigkeit nur halb so groß gewählt werden darf, wenn eine dickere Waare während einer Zeit von 30 Minuten sich innerhalb des Trockenraumes aufhalten muß. Eine doppelt so große Maschine, d. h. eine solche von doppelter Länge der Kettenführung innerhalb der Kammer, gestattet natürlich die doppelte Geschwindigkeit der Ketten.

§. 144. **Cylindertrockenmaschinen.** Die zum Trocknen baumwollener und leinener Gewebe, sowie bei der Herstellung des Maschinenpapiers gebräuchlichen Cylindertrockenmaschinen bestehen der Hauptsache nach aus mehreren hohlen, mit Dampf geheizten Walzen, welche neben oder über einander in geeigneten Gestellen drehbar gelagert sind, und mit deren Umfängen das darum geschlungene Zeug in unmittelbare Berührung gebracht wird. Wenn alle diese Walzen vermittelst der auf ihren Axen befindlichen Zahnräder in langsame Drehung versetzt werden, so ziehen sie das zu trocknende Zeug zwischen sich hindurch, wobei die von innen durch den Walzenmantel hindurchtretende Wärme unmittelbar zur Verdunstung der in der Waare enthaltenen Feuchtigkeit verwendet wird. Da in Folge der Wärmeabgabe der in jeder Trommel enthaltene Wasserdampf sich zu tropfbarem Wasser verdichtet, so hat man natürlich für fortwährende Entfernung desselben aus der Trommel und für stetige Zuführung frischen Dampfes zu sorgen. Zu diesem Zwecke macht man die beiden Zapfen jeder Trommel hohl und schließt an dieselben einerseits die Dampfzuleitungsröhre, andererseits das Wasserabführungsrohr mit entsprechenden Stopfbüchsen dampfdicht an, wenn man es nicht vorzieht, denselben Zapfen gleichzeitig zur Einführung des Dampfes und zur Ableitung des Wassers zu benutzen. Da das Niederschlagswasser sich an der tiefsten Stelle der Trommel ansammelt, so muß man für eine Erhebung desselben bis zur Höhe der Zapfen sorgen, zu welchem Zwecke man sich entweder eines gekrümmten, an der Umdrehung theilnehmenden Schöpfrohrs von der bekannten Einrichtung oder eines fest-

stehenden Hebers bedient, in dessen untere, dem Mantel sich möglichst nahe anschmiegende Oeffnung das Wasser vermöge des in der Trommel herrschenden Ueberdrucks getrieben wird.

Die Spannung des Dampfes im Inneren der Trommeln richtet sich nach der darin zu erzielenden Temperatur, und man wird, da man die Spannung mit Rücksicht auf die beschränkte Festigkeit der gußeisernen Trommeln in der Regel nicht größer als zu etwa 6 Atmosphären bemißt, demgemäß im Inneren der Trommeln höchstens Temperaturen bis zu 160° C. erzielen. Da die Dampfspannung bei geringer Steigerung der Temperatur sehr schnell wächst, so erkennt man, daß hohe Temperaturen in solchen Dampftrommeln überhaupt nicht zu erreichen sind, man würde beispielsweise nach der in Th. II, 2 angeführten Tabelle schon Dampf von der bedeutenden Spannung von etwa 12 Atmosphären anwenden müssen, wenn man eine Temperatur von 188° erzielen wollte.

Wenn es, wie z. B. bei der Herstellung des Papiers, darauf ankommt, die Temperatur der trocknenden Trommelfläche allmählich zu steigern, so hat man dies bei der Anwendung mehrerer Trommeln hinter einander durch entsprechende Regulirung der in jeder Trommel stattfindenden Dampfspannung in der Hand, sobald jede Trommel durch eine besondere mit Absperrventil versehene Zuleitung mit dem Dampfkessel in Verbindung steht. Man findet aber auch die Anordnung vielfach so getroffen, daß derselbe Dampf nach einander alle einzelnen Trommeln durchstreicht.

Wollte man derartige Maschinen mit nur einer Trommel ausführen, so müßte, da das zu trocknende Zeug immer während einer bestimmten, von seiner Beschaffenheit abhängigen Zeit mit dem Trommelumfange in Berührung bleiben muß, entweder der Umfang, also der Durchmesser der Trommel sehr groß oder die Umfangsgeschwindigkeit sehr klein gewählt werden. Da große Durchmesser der Trommeln mit Rücksicht auf genügende Widerstandsfähigkeit auch große Wandstärken erfordern, wodurch nicht nur das Eigengewicht vergrößert, sondern auch der Wärmedurchgang erschwert wird, und womit auch manche andere Unbequemlichkeit, sowie eine geringere Sicherheit gegen Explosionen verbunden ist, so pflegt man nur mäßige Durchmesser von etwa 0,8 bis 1 m zu wählen. Die Anzahl der zu verwendenden Trommeln bestimmt sich dann nach der erforderlichen Leistungsfähigkeit, da man die Geschwindigkeit der Trommelumfänge, also die Länge des in bestimmter Zeit getrockneten Zeuges, in demselben Verhältniß, wie die Anzahl der Trommeln vergrößern kann. Bezeichnet wieder t diejenige Zeit, während welcher eine bestimmte Waare mit geheizter Fläche erfahrungsmäßig in Berührung bleiben muß, um genügend getrocknet zu werden, und ist d der Durchmesser jeder der angewandten n Trommeln, für welche das Umspannungsverhältniß, d. h. das Verhältniß des von dem Stoffe um-

schlungenen zum ganzen Umfange durch α bezeichnet sein mag, so erhält man die Geschwindigkeit v durch die Beziehung

$$v = \frac{n \alpha \pi d}{t},$$

woraus man erkennt, daß eine Vergrößerung der Trommelzahl unter übrigens gleichen Verhältnissen die Leistungsfähigkeit einer solchen Maschine im geraden Verhältnisse erhöht. Es besteht daher hier eine ähnliche Beziehung in Betreff der Trommelzahl, wie sie für die Rahmtrockenmaschinen in Bezug auf die Länge der Spannketten gefunden wurde.

Das Umspannungsverhältniß α wird man natürlich der Einheit möglichst nahe zu bringen suchen durch geeignete Lagerung der Trommeln gegen einander bei mehreren Reihen derselben oder durch passende Anordnung von Führungswalzen bei einer Trommelreihe, und zwar nicht nur, um die Leistungsfähigkeit der Maschine möglichst groß zu machen, sondern auch behufs Verringerung des Wärmeverlustes, wozu jede von der Waare nicht bedeckte Fläche Veranlassung giebt. Man wird bei den gewöhnlichen Anordnungen das Umspannungsverhältniß α zwischen 0,7 und 0,8, also im Durchschnitt etwa zu 0,75 annehmen dürfen, und hieraus folgt, daß durchschnittlich $^1/_4$ des Umfanges aller Walzen Wärme ausstrahlt, die nicht unmittelbar zum Trocknen der Waare verwendet wird. Der hieraus folgende Wärmeverlust ist deswegen erheblich, weil selbstverständlich an den betreffenden Stellen die Umkleidung mit schlechten Wärmeleitern ausgeschlossen ist, wie eine solche für die beiden Stirnflächen jeder Walze zweckmäßig angewandt wird. Wenn man die Stirnflächen der Walzen nicht durch Bekleidung mit schlechten Wärmeleitern möglichst vor Abkühlung sichert, so kann der hieraus entstehende Wärmeverlust sehr beträchtlich ausfallen, und zwar wird derselbe um so größer, je größer der Durchmesser d und je kleiner die Breite b der Trommeln ist, wie folgende Rechnung lehrt.

Bei n Trommeln vom Durchmesser d und der Breite b berechnet sich die trocknende Oberfläche F bei einem Umspannungsverhältniß α zu

$$F = n \alpha \pi d b,$$

während die einer Ausstrahlung unterworfene Fläche der beiderseitigen Stirnwände F_0 durch $F_0 = \frac{n \pi d^2}{2}$ bestimmt wird. Demnach ergiebt sich das Verhältniß der verlustbringenden Fläche F_0 der Stirnwände zu der eigentlich wirksamen Fläche F der Umfänge zu

$$\frac{F_0}{F} = \frac{d}{2 \alpha b} = \frac{d}{1,5\, b}.$$

Es ist also auch mit Rücksicht auf diesen Wärmeverlust vortheilhaft, kleine Durchmesser zu wählen, und es werden breite Maschinen,

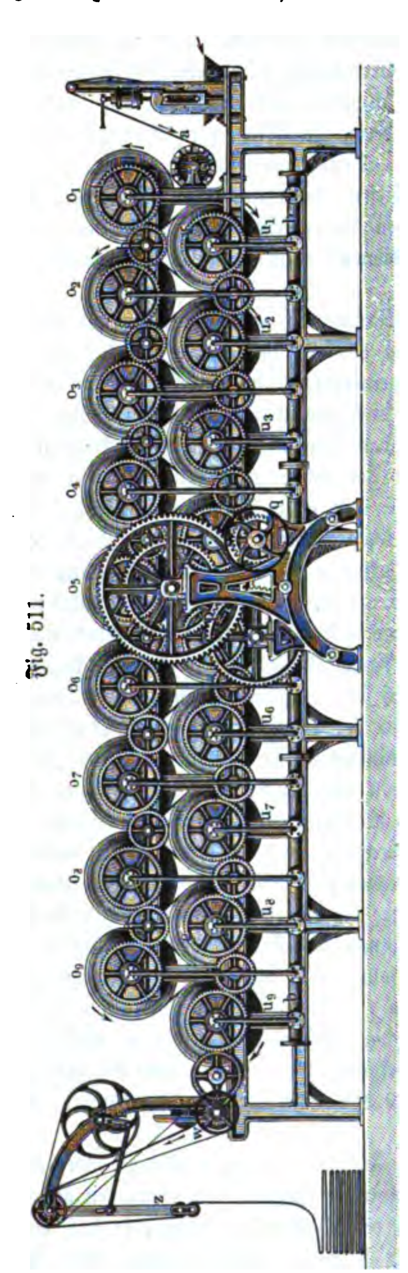


Fig. 511.

etwa für zwei Zeugbreiten, die Wärme besser wirksam machen, als schmale.

Daß Trommeln von großem Durchmesser wegen ihres beträchtlichen Rauminhaltes größere Verluste an Wärme ergeben sollen, als solche von kleinerem Durchmesser, wie zuweilen behauptet wird, ist nicht anzunehmen, da es sich dabei nur um die zur Füllung der Cylinder zu Anfang des Betriebes erforderliche größere Dampfmenge handeln kann, deren Wärmeinhalt für den Betrieb nicht verloren ist.

Eine Cylindertrockenmaschine für die Appretur baumwollener Gewebe ist in Fig. 511 dargestellt. In den zu beiden Seiten angebrachten gußeisernen Rahmengestellen sind 18 Trockencylinder in zwei Reihen über einander so angeordnet, daß das bei a eingehende Zeug abwechselnd eine obere und eine untere Walze berührt, so daß es die letzte Walze u_9 verläßt, um zwischen den Glättwalzen w hindurch nach einem pendelnden Legapparate z zu gelangen, welcher vermöge der ihm durch die Kurbel k ertheilten Schwingungen das getrocknete Zeug in gleichmäßigen Lagen abliefert. Die Figur läßt die horizontale Dampfzuleitungsröhre b erkennen, mit welcher alle Trommeln durch Zweigröhren verbunden sind; eine ähnliche Anordnung ist auf der entgegengesetzten Seite

für die Abführung des Niederschlagswassers getroffen. Das zu trocknende Gewebe hat zuvor einen mit der Appreturmasse (Stärkebrei) gefüllten Behälter *c* und ein Paar Quetschwalzen *d* passirt und gelangt zu den Trockentrommeln über die Walze *e* hinweg, deren Zweck in einem Ausstreichen des Zeuges von der Mitte nach beiden Seiten hin besteht, um die Bildung von Längsfalten zu verhüten. Um diesen Zweck zu erreichen, erhalten die den Mantel dieser Walze *e* bildenden Latten eine selbstthätige hin- und zurückgehende Bewegung; die dazu dienende Einrichtung wurde bereits in Th. III, 1, §. 165 beschrieben.

Die gleichmäßige Umdrehung der Trommeln wird durch die auf deren Axen angebrachten Zahnräder *f* und *g* bewirkt, derart, daß die Räder von je zwei benachbarten Walzen in ein gemeinschaftliches Zwischenrad *h* und *i* eingreifen. Hierdurch wird erreicht, daß alle Walzen derselben Reihe sich nach derselben Richtung umdrehen, sobald eine einzige Walze in Bewegung gesetzt wird. Zu dem letzteren Zwecke werden die mittleren Walzen o_5 und u_5 durch Triebräder auf den Axen *m* und *n* in Umdrehung gesetzt. Da diese beiden Axen durch die beiden gleichen Räder *p* verbunden sind, so erfolgt die Umdrehung der oberen Walzen *o* in dem der Umdrehung der Unterwalzen *u* entgegengesetzten Sinne, wie dies der Führung des Stoffes um die Walzen entspricht. Der Antrieb der ganzen Maschine erfolgt durch einen Riemen auf die Riemenscheibe *q*, deren Axe durch Zahnräder die Axe *m* bewegt.

Wenn die Zahnräder *f* und *g* auf den einzelnen Trommeln sämmtlich dieselbe Zähnezahl erhalten, so ist unter der Voraussetzung ebenfalls gleicher Trommeldurchmesser die Anzugsgeschwindigkeit für das zu trocknende Zeug überall von derselben Größe. Da nun die Waare bei dem Trocknen im Allgemeinen das Bestreben zeigt, sich der Länge nach zusammenzuziehen, so wird bei der erwähnten Anordnung durchweg gleicher Geschwindigkeit in dem Stoffe eine gewisse Längsspannung erzeugt, die von der mehr oder minder großen Kraft abhängig ist, mit welcher die Waare sich zu verkürzen strebt. Wenn die hieraus hervorgehende Dehnung des Stoffes dessen Festigkeit in unzulässigem Grade beeinträchtigen sollte, wie es bei dem Trocknen des Maschinenpapiers der Fall ist, so kann man diesem Uebelstande theilweise dadurch begegnen, daß man die Umfangsgeschwindigkeit nach dem Ausgangsende der Maschine hin entsprechend ermäßigt, was bei gleichen Walzendurchmessern durch eine geringe Vergrößerung der Zähnezahl für die Räder *f* und *g* erzielt werden kann.

Bei der vorgedachten Maschine der Fig. 511 mit zwei über einander angeordneten Reihen von Trommeln kommt abwechselnd die eine und die andere Seite des Zeuges in Berührung mit den Trommelumfängen, so daß eine möglichst gleichmäßige Trocknung erzielt wird. Wenn dagegen nur eine Reihe von Trommeln vorhanden ist, so bedarf es zur Erreichung desselben

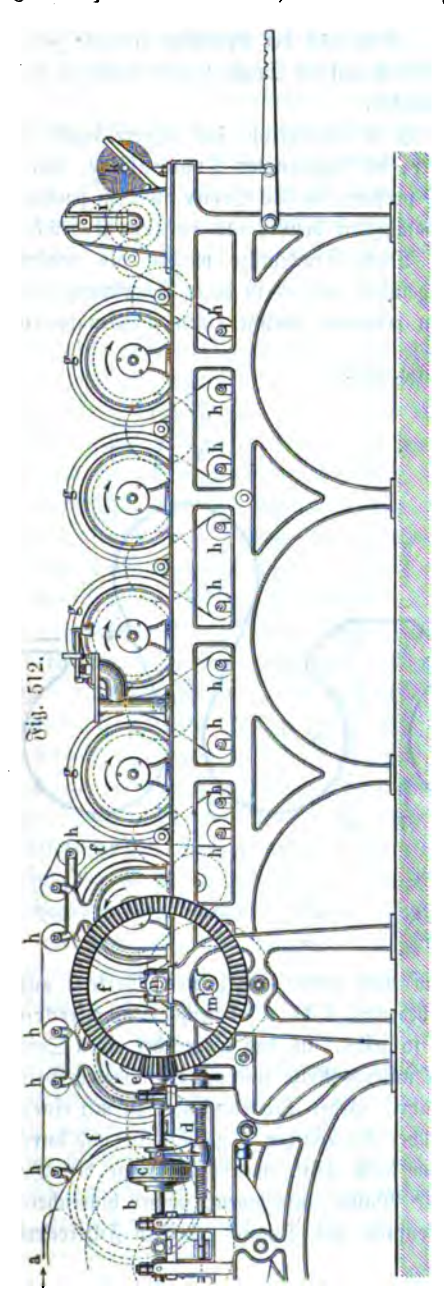


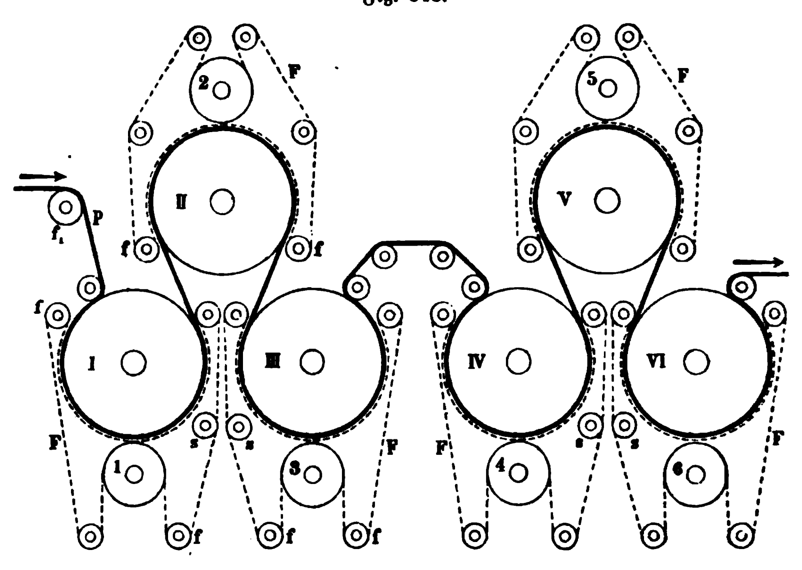
Fig. 512.

Zweckes einer besonderen Führung des Zeuges um geeignete Leit- oder Führungswalzen, die in diesem Falle auch schon erforderlich sind, um einen möglichst großen Theil der Walzenumfänge mit dem Tuche zu umspannen. In Fig. 512 ist eine derartige Maschine dargestellt, wie sie ebenfalls in Appretirungsanstalten für baumwollene Gewebe gebraucht wird. Das bei *a* eingehende Zeug ist um die sieben Trockencylinder vermittelst der Leitwalzen *h* derartig herumgeführt, daß es die drei ersten Cylinder *f* mit der einen und die vier folgenden Trommeln *g* mit der entgegengesetzten Seite berührt. Man erkennt aus der Figur leicht die Art, wie das Zeug zu diesem Zwecke um die Walzen geführt ist und wie durch eingeschaltete Zwischenräder die Umdrehung der Walzen *f* und *g* nach entgegengesetzten Richtungen bewirkt wird. Um die Geschwindigkeit der Maschine nach der Beschaffenheit des zu trocknenden Zeuges zu reguliren, dient das bekannte Reibungsgetriebe, aus den beiden Scheiben *b* und *c* bestehend, von welchen *c* auf seiner Axe vermittelst der Schraubenspindel *d* verschoben werden kann. Der Betrieb erfolgt durch die Kegelräder *e* auf die Welle *n*, welche weiter die-

jenige *m* und die Walzen bewegt. Das aus der Maschine tretende Zeug gelangt zwischen den Walzen *i* hindurch auf die Spule *k*, auf welche es sich in spiralförmigen Windungen aufwickelt.

Bei dem Trocknen des Papiers ist es erforderlich, das letztere durch besondere wollene oder leinene Tücher, die sogenannten Trockenfilze, innig gegen die Trommelwandungen zu pressen, da das Papier in dem feuchten Zustande nicht genug Widerstandsfähigkeit besitzt, um die zum Andrücken nöthige Spannung auszuhalten. Diese Trockenfilze werden als endlose Tücher über geeignete Leitwalzen geführt und es ist deren Anordnung hinreichend klar aus der Fig. 513 zu erkennen, welche einen Trockenapparat

Fig. 513.



für Papiermaschinen vorstellt und dem unten angezeigten Werke[1]) entnommen ist. In dieser Figur bedeuten I, II ... VI sechs Dampftrockencylinder, um welche das Papier *p* so geführt ist, daß es mit der einen Seite die Cylinder I, III, IV und VI der unteren Reihe und mit der anderen Seite die oberen Cylinder II und V berührt. Jeder Trockencylinder ist mit einem besonderen Filz *F* versehen, der über die Walzen *f* geführt ist und durch Reibung mitgenommen wird. Um diese Filze, welche in Folge der Berührung mit dem feuchten Papier Wasser aufnehmen, immer hinreichend trocken zu erhalten, dienen die ebenfalls mit Dampf geheizten Filztrocken-

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

trommeln 1, 2, ... 6, während die mit *s* bezeichneten stellbaren Walzen stets die genügende Spannung der Filze erhalten sollen.

Es mag schließlich noch bemerkt werden, daß man anstatt der mit Dampf geheizten Cylinder auch einfache am Umfange durchbrochene Lattentrommeln in Anwendung gebracht hat, über welche das Papier geführt wird, während ein im Inneren jeder Trommel angebrachtes Flügelwerk vermöge seiner schnellen Umdrehung beständig Luft durch das Papier und den Mantel der Trommel hindurchtreibt, so daß hierbei das Trocknen bei gewöhnlicher Temperatur stattfindet [1]).

Maschinen zur Absonderung durch Magnete. Es sind hier auch diejenigen Apparate und Maschinen zu erwähnen, welche eine Absonderung von Eisen und eisenhaltigen Erzen von anderen Stoffen mit Hülfe von Magneten bewirken. In den Mahlmühlen wendet man vielfach einfache aus magnetischen Schienen, Rosten oder Kämmen bestehende Apparate an, über die das zu vermahlende Getreide in einem dünnen Strom geführt wird, zu dem Zwecke, etwaige zwischen den Körnern vorhandene Eisentheilchen durch die Magnete zurückzuhalten und dadurch einer Beschädigung der Walzen vorzubeugen. Die Eisentheilchen kommen in das Getreide insbesondere in solchen Fällen, in denen ein Binden der Garben mit Eisendraht vorgenommen wird, von welchem einzelne zurückbleibende Stücke durch die Wirkung der Dreschmaschinen zerkleinert werden. Selbstverständlich ist hier die Menge des abzuscheidenden Eisens immer nur gering im Vergleich zu der verarbeiteten Kornmenge, und es genügt daher hierfür meist ein einfacher Apparat mit permanenten Stahlmagneten, von denen zeitweise die zurückgehaltenen Eisentheilchen abgenommen wurden. §. 145.

Wenn es sich dagegen im Aufbereitungswesen um die Abscheidung eisenhaltiger Erze von anderen nicht eisenhaltigen handelt, so müssen die zur Anwendung kommenden Maschinen selbstthätig und stetig die Entfernung der von den Magneten angezogenen Theile bewirken. Solche Maschinen sind in neuerer Zeit namentlich zur Trennung der Blende von dem beigemengten Spatheisenstein angewendet worden, da diese beiden Erzarten einen zu geringen Unterschied des specifischen Gewichtes zeigen, um mit Rücksicht hierauf eine Absonderung durch Setzmaschinen oder andere der oben besprochenen Apparate zu ermöglichen. Die Erze werden zu dem Ende nach entsprechender Zerkleinerung und Absonderung nach der Korngröße einem Rösten ausgesetzt, bevor sie der magnetischen Scheidung unterliegen.

Die zur Verwendung kommenden Maschinen arbeiten meistens mit Walzen, deren Umfang magnetisch gemacht ist, so daß sie bei ihrer Umdrehung

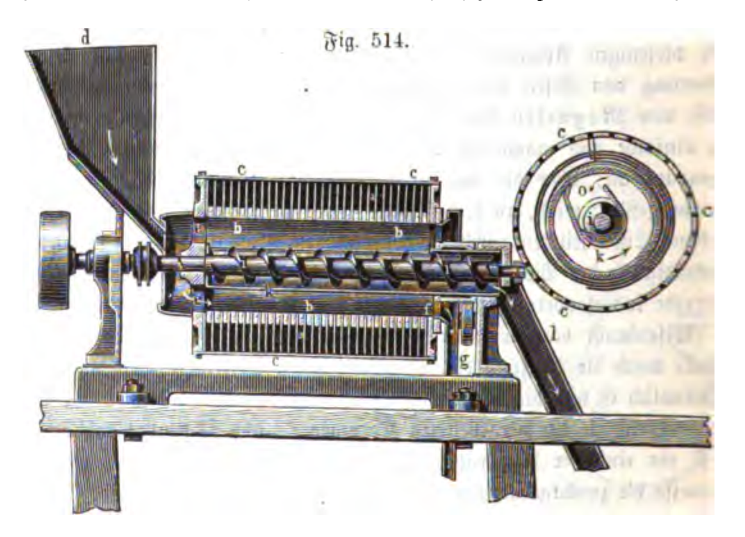
---

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

die magnetischen Eisentheile festhalten, die entweder durch Bürsten abgenommen werden, oder von selbst in Folge ihres Gewichtes abfallen, sobald die Walzenumfänge an bestimmter Stelle ihren Magnetismus verlieren. Diese letztere Wirkung läßt sich immer in vergleichsweise einfacher Art erreichen, sobald man nicht permanente Stahlmagnete, sondern Elektromagnete verwendet, was fast allgemein gebräuchlich geworden ist, seitdem die Erzeugung von elektrischen Strömen durch Dynamomaschinen eine größere Verbreitung erlangt hat.

Die Maschine von Siemens[1]) ist durch Fig. 514 veranschaulicht. Der magnetische Apparat besteht hier aus einer geneigt aufgestellten Walze oder

Fig. 514.



Trommel, welche aus vielen ringförmigen Scheiben *a* zusammengesetzt ist, die im Inneren durch Messingringe *b* von einander getrennt gehalten, im äußeren Umfange dagegen durch Eisenstangen *c* verbunden sind. Es können daher diese Eisenscheiben als die Schenkel von eigenthümlich gebildeten Hufeisenmagneten angesehen werden, deren ringförmige Pole im Inneren zwischen den Messingringen gelegen sind. Durch zwischen den Scheiben befindliche Windungen isolirter Drähte wird die Magnetisirung hervorgebracht. Die Anzahl der Windungen und somit die Stärke des Magnetismus nimmt nach dem tiefer gelegenen Ende hin zu, damit alle Ringe möglichst an der Scheidung sich betheiligen und nicht das ganze magnetische Material sofort von den ersten Ringen angezogen wird, was der Fall sein würde, wenn schon die ersten Ringe stark magnetisch wären. Da in Folge dieser Be-

[1]) Elektrotechnische Zeitschrift 1880, S. 322.

wickelung die innere Röhrenfläche aus nahe neben einander befindlichen Nord- und Südpolen besteht, so werden die aus dem Rumpfe d durch die Löcher der Scheibe e einfallenden Erze bei der Umdrehung der Walze geschieden, indem die magnetischen Theile, an den Ringen haftend, von diesen bei der Drehung mitgenommen werden, während das unmagnetische Gut sich der Länge der Trommel nach durch diese bewegt, um durch die Löcher der Scheibe f hindurch nach der Abzugsrinne g zu gelangen. Um die magnetischen Theile ebenfalls aus der Trommel heraus zu befördern, dient eine auf der Axe A angebrachte Transportschnecke i, welche sich in der festliegenden Messingröhre k dreht und dadurch das Material, welches in diese Röhre durch den oberhalb derselben angebrachten Schlitz o hineinfällt, nach l befördert. Da der eine Röhrenrand zu einem sich tangential an das Trommelinnere anschmiegenden Abstreicher ausgebildet ist, so wird hierdurch selbstthätig ein ununterbrochenes Abnehmen der von den Ringen mit emporgehobenen Massen und eine Beförderung derselben in die Röhre k bewirkt. Der von einer Dynamomaschine gelieferte elektrische Strom ist in solcher Stärke zu verwenden, daß eine möglichst gute Scheidung erfolgt, was in jedem Falle durch Probiren festzustellen ist. Daß eine vollkommene Scheidung des Eisens von den Zinkerzen durch derartige Maschinen nicht erreicht werden kann, liegt auf der Hand, da die ausgeschiedenen Eisenerztheilchen meistens auch etwas Zink und die Blendetheilchen etwas Eisen enthalten werden. Immerhin haben sich diese und andere magnetische Scheidungsmaschinen mehrfach im Hüttenwesen Eingang verschafft und ihre Anwendung hat es ermöglicht, noch Erze zugute zu machen, welche ohne die Verwendung solcher Maschinen nicht vortheilhaft verhüttet werden konnten.

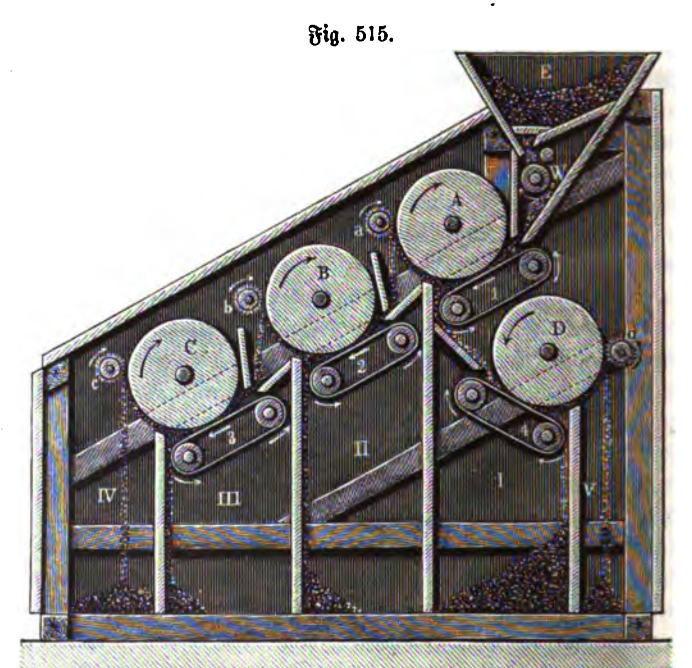
Von den übrigen, zu dem gleichen Zwecke dienenden Maschinen mögen im Folgenden nur einige von abweichender Anordnung angeführt werden.

Der Apparat von Wassermann[1]), Fig. 515 (a. f. S.), enthält vier hölzerne Walzen A, B, C, D von 0,34 m Durchmesser, welche mit quer zur Axe eingelassenen Hufeisenmagneten armirt sind, deren Pole einige Millimeter über den Walzenumfang hervorragen. Jede dieser Walzen dreht sich über einem Ledertuche ohne Ende 1, 2, 3, 4, welches über Walzen gespannt ist und im Sinne der Pfeile eine Bewegung erhält, deren Geschwindigkeit nur etwa halb so groß wie die der Walzenumfänge ist. Bürstenwalzen a, b, c, d sorgen für die Abnahme der an den Magnetpolen haftenden Theilchen. Das aus dem Rumpfe E fallende Erz von 2 bis 3 mm Korngröße gelangt in Folge der Drehung der Speisewalze W zunächst auf das Tuch 1, wo es durch die Walze A einer Trennung in magnetische Theile, die von

[1]) D. R.-P. Nr. 3749. Oesterr. Ztschrft. f. Berg- u. Hüttenwesen 1879, S. 339.

der Bürste *a* dem Tuche 2 zugewiesen werden und unmagnetisches Gut unterliegt, das dem Bande 4 zugeht. Auf dem letzteren sollen die etwa noch vorhandenen Eisenerztheilchen vermittelst der Walze *D* abgehoben werden, so daß man in *I* möglichst eisenfreie Blende erhält. In gleicher Weise dienen die Walzen *B* und *C* dazu, die von der Walze *A* angehobene Masse noch einer zweimaligen Scheidung zu unterwerfen, um die etwa mechanisch von der Walze *A* mitgeführten Blendetheilchen noch zu gewinnen.

Fig. 515.



Man erhält demnach in *I, II* und *III* Blende, während die magnetischen Eisenerze nach *IV* und *V* gelangen.

Bei der Maschine von Keßler[1]), Fig. 516, dient als Magnet eine wagerechte eiserne, mit Messingarmen auf ihrer Axe *a* befestigte Walze *b*, welche in der Mitte von einer feststehenden, die Drahtwindungen aufnehmenden Spule *c* umgeben ist. Sobald der von einer Dynamomaschine kommende elektrische Strom diese Drahtwindungen durchläuft, werden die beiderseits aus der Spule hervorragenden Theile des eisernen Mantels zu Magnetpolen, welche auch die Glieder einer endlosen, aus eisernen Stäben *e*

[1]) D. R.-P. Nr. 33 587 u. 36 599.

zusammengesetzten Kette magnetisch machen, soweit diese Stäbe die Trommel berühren. Auch die auf diesen Stäben *e* angebrachten fingerartigen Eisenstifte *d* werden dabei magnetisch. Wird nun die Trommel *b* in Umdrehung gesetzt und gleichzeitig für eine Zuführung der zu scheidenden Masse aus dem Rumpfe *g* mittelst der Speisewalze *h* gesorgt, so durchziehen die eisernen Finger die auf den Blechboden *i* gelangte Masse und nehmen die magne-

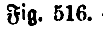
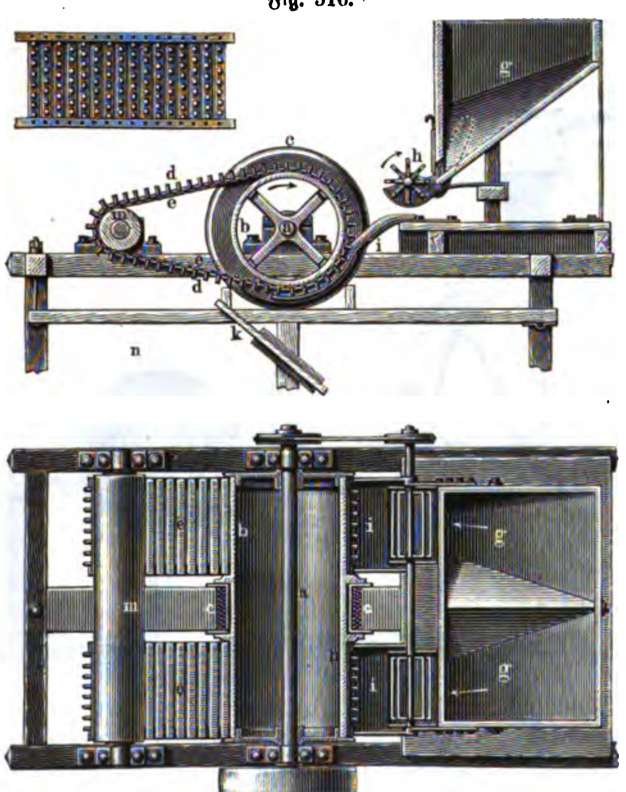


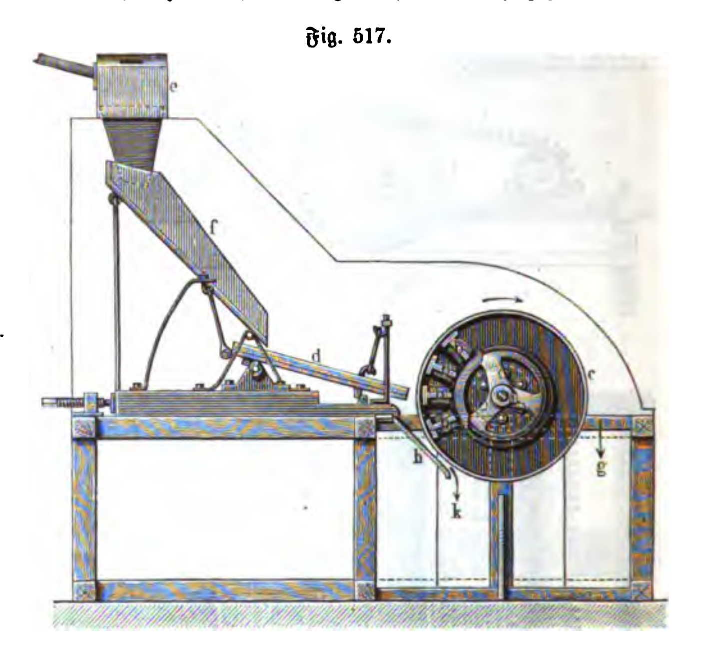
Fig. 516.



tischen Theile mit sich fort, während die unmagnetischen auf dem verstellbaren Brette *k* heruntergleiten. Da die Finger nach dem Verlassen der Walze *b* ihren Magnetismus verlieren, so fallen die angezogenen Theile zwischen *k* und der Spannwalze *m* ab und gelangen in den Raum *n*. Anstatt der endlosen Kette soll man auch eine hohle, mit Stiften versehene Walze anwenden können, welche von der magnetischen Walze an einer Stelle innerlich berührt wird.

Der auf der Grube Friedrichssegen bei Oberlahnstein arbeitende Scheideapparat [1]), wie er durch Fig. 517 verdeutlicht wird, enthält im Inneren der um ihre Axe *a* drehbaren Messingtrommel *c* vier feststehende Elektromagnete *b*, deren Pole dem inneren Trommelumfange möglichst nahe stehen. Das zu scheidende, aus Zinkblende und Spatheisenstein bestehende Erz wird der Maschine aus dem Rumpfe *e* über die Vertheilungstafel *f* und den Rüttelschuh *d* hinweg zugeführt, während die Messingtrommel *c* sich um die feststehenden Magnete *b* im Sinne des Pfeiles herumdreht. Hierbei werden die Eisenerze durch die magnetische Wirkung gegen die Trommel

Fig. 517.



gepreßt und von dieser mit emporgehoben, um auf der anderen Seite nach *g* abzufallen, während die Zinkblende unmittelbar auf dem Brette *h* nach *k* gelangt. Es wird angeführt, daß ein solcher Apparat auf der genannten Grube in 12 Stunden 24 000 kg Roherze mit 9 bis 12 Proc. Zink- und 20 bis 22 Proc. Eisengehalt verarbeitet, und eine Trennung dieser Masse in 8000 kg Blende mit 38 bis 40 Proc. Zinkgehalt und 16 000 kg Eisenerz mit 38 bis 40 Proc. Eisen- und 10 Proc. Mangangehalt erzielt. Der elektrische Strom zur Magnetisirung wird von einer Gramme'schen

[1]) D. R.-P. Nr. 24 976. Zeitschrift f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, Bd. 29, S. 271.

Dynamomaschine geliefert, die zu ihrem Betriebe eine Pferdekraft erfordert und vier solcher Scheideapparate mit Strom zu versehen vermag.

Es scheint nach dem Vorstehenden nicht nöthig, auf die vielen Apparate[1]) dieser Art, welche vorgeschlagen und ausgeführt worden sind, näher einzugehen, da dieselben sich nicht grundsätzlich, sondern hauptsächlich nur durch die Ausführungsformen von den angeführten unterscheiden. Daß man derartige Maschinen auch in Metalldrehereien zur Scheidung der Messingdrehspäne von den Eisenspänen verwenden kann, liegt auf der Hand, auch hat man sie wohl zur Abscheidung der in der Thomasschlacke enthaltenen Eisentheile angewendet, um die zum Vermahlen dieser Schlacke dienenden Maschinen vor der schnellen Abnutzung zu schützen.

---

[1]) Engineering and Mining Journal 1883, 16. Mai. Berg- u. Hüttenmännische Ztg. 1883, S. 454; 1891, S. 142 u. 187. Zeitschrift d. Ver. deutsch. Ing. 1891, S. 1029.

Viertes Capitel.

Die Maschinen zur Formgebung durch Materialentnahme.

---

§. 146. **Allgemeine Uebersicht.** Die in diesem Capitel zu besprechenden Maschinen haben den Zweck, Gegenstände von bestimmter Form aus rohen oder in geeigneter Weise vorgerichteten Materialstücken dadurch herzustellen, daß bestimmte Materialtheile in Form von Spänen von der Oberfläche der Arbeitsstücke abgetrennt werden. Es gehören zu dieser Gruppe vornehmlich die zur Bearbeitung von Metallen dienenden Werkzeugmaschinen, wie sie zur Bearbeitung der durch Gießen oder Schmieden erzeugten Arbeitsstücke vielfache Verwendung in den Maschinenbauanstalten und mechanischen Werkstätten finden, ebenso wie die Holzbearbeitungsmaschinen, die aus zugeschnittenen Holzstücken verschiedene Gegenstände herstellen sollen. Diese beiden Verwendungsarten sollen im Folgenden auch ganz besonders ins Auge gefaßt werden, da der Gebrauch der in Betracht kommenden Maschinen für andere Materialien, wie z. B. Stein, Horn, Elfenbein u. s. w., nur geringere Bedeutung hat und besondere Eigenthümlichkeiten nicht darbietet.

Alle diese Maschinen arbeiten mit einem Werkzeuge, das trotz aller durch die Beschaffenheit der zu erzeugenden Flächen bedingten Verschiedenheit immer auf der Wirkung des Keils beruht, dessen scharfe Kante durch entsprechenden Druck zum Eindringen in das Material veranlaßt wird, so daß bei einer Bewegung dieses Keils relativ gegen das Arbeitsstück die sich dieser Bewegung entgegenstellenden Materialtheile in Form von Spänen von dem zu bearbeitenden Gegenstande abgelöst werden. Diese Ablösung geschieht dabei je nach der Form und Stellung des zur Wirkung kommenden Keils bei den härteren Materialien, wie die Metalle sind, mehr durch eine schabende als schneidende Wirkung, so daß hierbei die Schubfestigkeit des Materials zu überwinden ist, während die für Holz und andere weichere Stoffe gebräuchlichen Werkzeuge eine mehr schneidende Wirkung unter Auf-

hebung der Spaltfestigkeit des Materials zu äußern haben. Durch die gedachte gegenseitige Bewegung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück entsteht an dem letzteren durch Ablösen der Späne eine von der Form der arbeitenden Kante des Werkzeuges abhängige Furche, Vertiefung oder Aushöhlung, und indem man durch wiederholte oder stetige Versetzung der Werkzeugkante gegen das Arbeitsstück viele solcher Furchen oder Vertiefungen neben einander entstehen läßt, wird schließlich die gewünschte Begrenzungsfläche des Arbeitsstückes hergestellt. Demgemäß kann man die gesammte, von dem Werkzeuge gegen das Arbeitsstück vollführte Bewegung aus zwei Einzelbewegungen zusammengesetzt denken, und zwar aus der Haupt- oder Arbeitsbewegung, vermöge deren der Span abgeschält wird, und aus der zur Versetzung des Werkzeuges dienenden Fortrückungs- oder Schaltbewegung, deren Zweck darin besteht, die Späne in regelmäßiger Aufeinanderfolge neben einander abzuschälen. Schaltbewegung nennt man die letztgedachte deswegen, weil sie für den Fall einer periodischen Versetzung meistens mit Hülfe der bekannten Schalträder ausgeführt wird. Es ist hieraus ersichtlich, daß man die an dem Arbeitsstücke hergestellte Begrenzung als diejenige Fläche bezeichnen kann, welche die Werkzeugkante vermöge der ihr gegen das Arbeitsstück ertheilten Gesammtbewegung beschreibt, oder daß man auch sagen kann, es entstehe an dem Arbeitsstücke die entsprechende Umhüllungsfläche des Werkzeuges.

Was die beiden hier angeführten Bewegungen anbetrifft, so ist festzuhalten, daß es sich dabei nur um die relativen oder gegenseitigen Bewegungen handelt, und es für den beabsichtigten Zweck gleichgültig ist, welche dieser beiden Bewegungen dem Arbeitsstücke oder dem Werkzeuge mitgetheilt wird. Man kann demnach wohl die folgenden Fälle in der Anordnung der zugehörigen Maschinen unterscheiden:

1. das Arbeitsstück macht beide Bewegungen;
2. das Werkzeug macht beide Bewegungen;
3. das Arbeitsstück macht die Arbeitsbewegung, während dem Werkzeuge die Schaltbewegung ertheilt wird, und
4. das Werkzeug erfährt die Arbeitsbewegung und man ertheilt dem Arbeitsstücke die zur Versetzung der Späne erforderliche Schaltbewegung.

Es mag hierzu nur bemerkt werden, daß alle diese Anordnungen bei den in Gebrauch befindlichen Arbeitsmaschinen auch wirklich vorkommen, doch ist auf diese Eintheilung ein besonderes Gewicht deswegen nicht zu legen, weil die Wirkungsart davon nicht abhängt, welchem der beiden Theile man die betreffenden Bewegungen mittheilt, insofern es, wie schon bemerkt wurde, für die Wirkungsweise immer nur auf die relative Bewegung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück ankommt.

Da die Arbeitsbewegung das Ablösen des Spans bewirkt, so ist ersichtlich, daß die Geschwindigkeit dieser Bewegung in erster Reihe die Größe der Arbeitsleistung bestimmen wird, indem unter der Voraussetzung eines bestimmten Spanquerschnittes die Menge des abgetrennten Spanmaterials im geraden Verhältnisse zu der Geschwindigkeit der Arbeitsbewegung steht. Man wird die Größe dieser Geschwindigkeit daher natürlich immer so groß wählen, wie es erfahrungsmäßig mit der Herstellung einer schönen Arbeitsfläche und mit der Dauerhaftigkeit der Werkzeuge verträglich ist, welche letzteren bei übermäßig großer Geschwindigkeit sich stark erhitzen und abstumpfen. Es hängt diese Geschwindigkeit hauptsächlich von der Beschaffenheit des zu bearbeitenden Materials ab; sie kann im Allgemeinen um so größer gewählt werden, je weicher das Material ist, zum Theil ist auch die besondere Wirkungsart des Werkzeuges darauf von Einfluß. Nähere Angaben siehe im folgenden Paragraphen.

Da nach dem Vorstehenden die Schaltbewegung den Zweck hat, eine solche Versetzung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück hervorzurufen, daß die einzelnen Späne gleichmäßig neben einander abgetrennt werden, so muß diese Bewegung immer mit einer sehr geringen Geschwindigkeit erfolgen, da es mit Rücksicht auf die beschränkte Widerstandsfähigkeit des Werkzeuges sowohl wie der ganzen Maschine nur möglich ist, Späne von geringem Querschnitte abzutrennen. Es wird daher durch die Fortrückungsbewegung in der zwischen zwei auf einander folgenden Schnitten verstreichenden Zeit eine Verschiebung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück bewirkt werden, deren Betrag gleich der in der Verschiebungsrichtung gemessenen Dicke des Spans ist. Was man hier unter zwei auf einander folgenden Schnitten zu verstehen hat, wird sich aus den späteren Bemerkungen ergeben.

Man kann die hierher gehörigen Maschinen eintheilen in solche mit geradliniger und mit kreisförmiger Arbeitsbewegung, wozu sich folgendes bemerken läßt.

Wenn man dem Werkzeuge gegen das Arbeitsstück eine geradlinig fortschreitende Bewegung ertheilt, sei es, daß diese Bewegung auf das Werkzeug bei ruhendem Arbeitsstücke oder umgekehrt auf das letztere bei stillstehendem Werkzeuge übertragen wird, so hebt das Werkzeug, welches in diesem Falle den Namen Meißel oder Stichel erhält, eine geradlinige Rinne oder Furche aus dem Arbeitsstücke aus, und es ist nöthig, nach deren Vollendung dem Stichel die entgegengesetzte Bewegung gegen das Arbeitsstück zu ertheilen, um eine neue Furche dicht neben der erzeugten herzustellen. Während dieses Rückganges kann der Stichel eine Wirkung nicht äußern, es sei denn, daß man ihm vor dem Beginn des Rückganges eine halbe Umdrehung um seine eigene Axe ertheile, damit die Schneide sich auch während des Rückganges in der für die Abtrennung eines Spans erforderlichen Stellung befinde.

Eine solche Wendung des Stichels nach erfolgtem Schnitte findet im Allgemeinen nicht statt, es arbeitet vielmehr bei den hierher gehörigen Maschinen, die man als Hobelmaschinen und Stoßmaschinen bezeichnet, der Stichel nur bei dem Vorgange, während die Rückführung ohne Arbeitsleistung erfolgt. Bei diesen Maschinen hat man daher den Stichel während eines Hin- und Herganges durch die Schaltbewegung um die Dicke des abzulösenden Spans zu verschieben, und es ist bei diesen Maschinen mit geradliniger Arbeitsbewegung allgemein üblich, diese Verstellung periodisch vor dem jedesmaligen Beginn eines neuen Schnittes vorzunehmen. Wenn man, wie dies bei einer gewissen Ausführungsart der Fall ist, dem Stichel nach vollendetem Schnitte die erwähnte Wendung um 180 Grad ertheilt, so muß natürlich die Versetzung nach jedem Hingange sowohl, wie nach jedem Rückgange stattfinden. In diesem Falle läßt man auch den Rückgang mit derselben Geschwindigkeit wie den Vorwärtsgang erfolgen, während man in dem meist gebräuchlichen Falle des leeren Rückganges den letzteren mit einer größeren Geschwindigkeit vorzunehmen pflegt, als den Vorwärtsgang, um durch die Verkleinerung der ungenutzt verstreichenden Zeit die Leistungsfähigkeit der Maschine zu erhöhen.

Die Richtung der behufs der Stichelversetzung angewandten Schaltbewegung steht bei allen hier in Betracht kommenden Maschinen mit geradliniger Arbeitsbewegung senkrecht zu dieser letzteren. Es ergiebt sich daraus, daß die von dem Stichel erzeugte Fläche eine Ebene sein muß, sobald die Schaltbewegung ebenfalls eine geradlinige ist, daß man dagegen in der hier gedachten Art auch abwickelbare Flächen, wie Cylinder, Kegel, gewisse Schraubenflächen u. s. w., herstellen kann, sobald man eine passende Schaltbewegung für die Verstellung des Stichels in Anwendung bringt.

Das bekannteste Beispiel für die Verwendung einer kreisförmigen Arbeitsbewegung bietet die gewöhnliche Drehbank, bei welcher das festgehaltene Werkzeug, das hier ebenfalls Stichel genannt wird, aus der Oberfläche des Arbeitsstückes eine ringförmige Furche aushebt. Hierbei ist es allgemein gebräuchlich, dem Stichel gegen das Arbeitsstück eine ununterbrochene Fortrückungsbewegung zu ertheilen, woraus man erkennt, daß der Stichel auf dem Arbeitsstücke nicht viele einzelne in sich zurücklaufende Rinnen, sondern eine einzige schraubenförmige Furche mit vielen neben einander gelegenen Gängen ausarbeitet. Die Fortrückungsbewegung steht hierbei ebenfalls senkrecht auf der Arbeitsbewegung und es gestattet daher diese Anordnung die Erzeugung von irgendwie gestalteten Umdrehungsflächen, wie sie erzeugt gedacht werden können, wenn man sich die Bahn, die das Werkzeug vermöge der Schaltbewegung zurücklegt, als eine Erzeugungslinie um die Axe der rotirenden Arbeitsbewegung herum-

geführt denkt. Es entstehen auf diese Art beispielsweise cylindrische, kegelförmige oder ebene Flächen, je nachdem die Fortrückbewegung parallel zur Drehaxe gerichtet ist oder diese unter einem schiefen und bezw. unter einem rechten Winkel schneidet. Wollte man die Fortrückung des Stichels in einer zur Drehaxe windschiefen Geraden vornehmen, so würde das Arbeitsstück die Form des zugehörigen Umdrehungshyperboloids annehmen. Bei einigen der hierher gehörenden Maschinen hat man noch eine besondere Mannigfaltigkeit der herstellbaren Formen dadurch erzielt, daß man die Drehaxe der Arbeitsbewegung nicht wie bei der gewöhnlichen Drehbank unwandelbar fest lagert, sondern dieser eine nach bestimmtem Gesetze erfolgende Versetzung ertheilt; hierauf gründet sich die Herstellung ovaler und verschiedener sogenannter unrunder Gegenstände, wie sie beispielsweise als Gewehrschäfte, Schuhleisten u. s. w. vorkommen.

Die vorstehenden Bemerkungen gelten nicht nur für die Bearbeitung massiver stab- oder scheibenförmiger Arbeitsstücke auf deren äußerer Oberfläche, sondern ebenso für das Ausdrehen hohler und das Ausbohren röhrenförmiger Körper, und es macht auch keinen wesentlichen Unterschied, ob die Arbeitsbewegung, wie bei den gewöhnlichen Drehbänken üblich ist, dem Arbeitsstücke mitgetheilt wird, oder ob man das Werkzeug in Umdrehung setzt, und das Arbeitsstück undrehbar befestigt. Die letztere Anordnung findet sich ziemlich allgemein bei den zum Ausbohren cylindrischer Höhlungen gebräuchlichen Bohrwerken, den sogenannten Cylinderbohrmaschinen, bei denen das aus einem oder mehreren Sticheln bestehende Werkzeug um eine Axe gedreht und gleichzeitig längs derselben einer Verschiebnng behufs der Versetzung des Spans unterworfen wird.

Die eigentlichen Bohrmaschinen unterscheiden sich von den vorgedachten Cylinderbohrmaschinen dadurch, daß sie cylindrische Löcher oder Höhlungen in massiven Arbeitsstücken erzeugen sollen, während den letztgenannten Maschinen das Ausarbeiten schon vorhandener Höhlungen obliegt. Zu diesem Zwecke muß das Werkzeug der Bohrmaschinen, der sogenannte Bohrer, mit einer Schneide versehen sein, die von seiner Drehaxe bis an den Umfang des zu erzeugenden Loches reicht, wobei man zur Vermeidung einer einseitigen Wirkung diese Schneide zu beiden Seiten der Bohreraxe symmetrisch anordnet, so daß bei der Umdrehung des Bohrers sich der Schnitt am Grunde der entstehenden cylindrischen Höhlung diametral über die ganze Breite derselben erstreckt. Die Fortrückung des Bohrers geschieht bei dem eigentlichen Lochbohren immer in der Richtung der Drehaxe, und fast in allen Fällen in stetiger Bewegung, woraus sich ergiebt, daß die in der Richtung der Bohreraxe gemessene Dicke des Spans gleich derjenigen Größe ist, um welche die Fortrückung während einer halben Umdrehung des Bohrers stattfindet. In den meisten Fällen ertheilt man diese

Fortrückungsbewegung dem Bohrer, nur selten wird das Arbeitsstück gegen den Bohrer bewegt.

Wenn man dem rotirenden Bohrer eine Fortrückbewegung in gerader Linie senkrecht zu seiner Drehaxe mittheilt, so entsteht in dem Arbeitsstücke eine geradlinige Furche oder Nuth von einer Breite gleich der des Bohrers und einer Tiefe gleich der Dicke des Spans, welche Tiefe man beliebig vergrößern kann, wenn man den Bohrer wiederholt hin- und zurückführt und ihn vor jedesmaliger Umkehr um die Dicke eines neuen Spans nach der Richtung seiner Axe verschiebt. In dieser Weise arbeiten die sogenannten Langlochbohrmaschinen, wie sie zur Herstellung von Nuthen oder Schlitzen verwendet werden, die zwar in der Regel eine geradlinige Erstreckung haben, welche man aber ebenso gut in anderer Form erzeugen kann, sobald man nur die zur Axe senkrechte Verschiebung des Bohrers in passender Art vornimmt.

Die zuletzt gedachte Wirkung des Bohrers in den Langlochbohrmaschinen hat schon eine gewisse Aehnlichkeit mit derjenigen der sogenannten Fräsen, unter welchen man im Allgemeinen Umdrehungskörper versteht, die an ihrer Oberfläche eine größere Anzahl ringsum gleichmäßig vertheilter Schneidkanten tragen. Wird eine solche Fräse in schnelle Umdrehung gesetzt, so nehmen die gedachten Schneiden von dem dargebotenen Arbeitsstücke das ihnen im Wege befindliche Material in Gestalt feiner Späne fort, so daß das Arbeitsstück an der bearbeiteten Stelle eine die Fräse berührende Hohlform annimmt. Die zur ununterbrochenen Arbeit erfarderliche Fortrückbewegung, welche ebensowohl dem Arbeitsstücke wie der Fräse mitgetheilt werden kann, findet hierbei in der Regel stetig und in einer Richtung senkrecht zur Fräsenaxe statt, während eine Versetzung nach der Axenrichtung meist nur herbeigeführt wird, um nach einem vollbrachten Schnitte eine neue Schicht abzufräsen. Wenn man bei einer Fräse die Fortrückbewegung stetig nach der Axenrichtung vornimmt, so stimmt die Wirkung im Wesentlichen mit derjenigen der gewöhnlichen Lochbohrmaschinen überein, und man erhält als das Ergebniß der Arbeit eine von der Form der Fräse abhängige Höhlung oder Vertiefung.

Da die durch Fräsen herstellbaren Flächen sowohl durch die Gestalt der Fräsen wie auch durch die Bahn der Fortrückung beliebig verändert werden können, so gewähren die Fräsen ein vergleichsweise bequemes und vielfach zur Verwendung kommendes Mittel zur Bearbeitung der verschiedensten Gegenstände aus Metall und Holz; die Hobelmaschinen für Holz beruhen ausschließlich auf der Verwendung von rotirenden Messerköpfen, deren Wirkung mit derjenigen der Fräsen der Hauptsache nach übereinstimmt.

Bezeichnet man durch w die Fortrückung der Fräse während einer Umdrehung der letzteren, und hat diese ringsum z schneidende Kanten, so ergiebt sich eine Dicke der abgelösten Späne, nach der Richtung der Fortrückung gemessen, gleich $\frac{w}{z}$, und da w im Allgemeinen sehr gering und die Zähnezahl z in der Regel ziemlich groß gewählt wird, so folgt hieraus, daß die Fräsen das Material in Form sehr feiner Späne abtrennen, womit die Erzeugung sehr glatter Flächen in Verbindung steht, wie dies etwa bei der Bearbeitung der Gegenstände mit den bekannten Handfeilen der Fall ist, deren Arbeit zu ersetzen die Fräsen daher besonders geeignet sind.

Wenn man anstatt der aus Stahl gebildeten, mit mehr oder weniger feinen Zähnen versehenen Fräsen Umdrehungskörper aus einem mehr oder minder harten Material, wie z. B. Sandstein oder Schmirgel, verwendet, so erhält man bei einem in gleicher Art wie bei den Fräsen angewandten Betriebe Arbeitsflächen, die sich durch besondere Schönheit und Glätte auszeichnen, indem hierbei die einzelnen kleinen an dem Werkzeuge in Folge der natürlichen Rauhigkeit des Materials vorhandenen Hervorragungen wie ebenso viele feine Zähne wirken, die bei ihrer schnellen Bewegung die ihnen im Wege stehenden Materialtheilchen des Arbeitsstückes wegstoßen. Die hierbei zur Verwendung kommenden Schleifmaschinen werden nicht nur zur Darstellung der glattesten Flächen in Gebrauch genommen, sondern sie dienen insbesondere auch für die Bearbeitung der härtesten Stoffe, wie Glas und solcher Gegenstände, die vermöge ihrer geringen Widerstandsfähigkeit nur eine äußerst zarte Behandlung durch das Abstoßen der feinsten Späne gestatten. Als ein Beispiel hierfür können die aus feinen Drahthäkchen bestehenden Kratzenbeschläge gewisser in den Spinnereien gebräuchlichen Maschinen angeführt werden. Streng genommen wären hierbei auch die zum Poliren von allerlei Gegenständen gebräuchlichen Maschinen anzuführen, da auch das durch dieselben bewirkte Poliren harter Stoffe wesentlich auf dem Abstoßen äußerst feiner Massentheilchen beruht, doch dürften die letzteren Maschinen wegen ihres in der Vollendung der Oberfläche bestehenden Zweckes, und sofern ihre Einrichtung, wie z. B. bei den Polirtrommeln, eine von den der hier betrachteten Maschinen wesentlich abweichende ist, passend als zur Gruppe 9 der Maschinen zur Oberflächenbearbeitung gehörig anzusehen sein, ebenso durften die in Capitel I angeführten Schleifmaschinen zur Erzeugung von Holzstoff dort angeführt werden, indem der Zweck derselben nicht sowohl in einer Bearbeitung der Holzstücke als vielmehr in der Erzeugung des entstehenden Abschliffes, also wesentlich in einer Zerkleinerung zu erkennen ist.

Werkzeugmaschinen im Allgemeinen. Entsprechend dem vorstehend angegebenen Zwecke der Werkzeugmaschinen, der in der Herstellung von Gegenständen ganz bestimmter Form aus rohen Arbeitsstücken besteht, kommt es bei diesen Maschinen in erster Reihe darauf an, die Anordnung so zu treffen, daß diese Formen in möglichster Vollkommenheit wirklich erzeugt werden können. Hierzu ist vor allen Dingen eine thunlichst feste und sichere Unterstützung bezw. Befestigung sowohl des Arbeitsstückes wie auch des Werkzeuges anzustreben, und es sind die zur Arbeitsleistung erforderlichen Bewegungen dieser Theile in genau vorgeschriebenen Bahnen vorzunehmen. Um diese Zwecke zu erreichen, sind die unterstützenden Gestelle und sonstigen Maschinentheile in derartig kräftigen Abmessungen und Formen zu gestalten, daß dieselben möglichst widerstandsfähig sind, damit sie unter dem Einflusse der darauf wirkenden Kräfte Erzitterungen und Schwingungen in merklicher Art nicht unterliegen. Es wird hierzu im Allgemeinen nicht genügen, die Abmessungen dieser Maschinentheile lediglich mit Rücksicht auf ihre Bruchsicherheit zu bestimmen, sondern es muß meist eine über das dadurch gebotene Maß hinausgehende Anhäufung von Massen stattfinden, weil gerade durch die Massenwirkung in der geeignetsten Weise die Schwingungen herabgezogen werden können. Aus demselben Grunde wird für ein gehörig sicheres Fundament von genügender Masse zu sorgen sein, mit welchem schwerere Maschinen fest zu verbinden sind, während bei Maschinen, die nur geringeren Kräften unterworfen sind, und die nur mit mäßigen Geschwindigkeiten betrieben werden, in der Regel durch das Eigengewicht der frei auf das Fundament gestellten Maschinen die genügende Standfähigkeit erzielt werden kann. Daß man daher auch nur die leichteren Maschinen, wie z. B. kleine Drehbänke, in den oberen Etagen der Fabrikgebäude aufstellen und alle schweren Maschinen zu ebener Erde und nicht über Kellergewölben anbringen wird, ist von selbst klar. Im Allgemeinen wird man sagen können, daß die mit einer Werkzeugmaschine zu erreichende Genauigkeit unter sonst gleichen Verhältnissen um so größer sein wird, je massiger die einzelnen Theile, insbesondere die Gestelle ausgeführt sind, unter der Voraussetzung einer zweckmäßigen Vertheilung des Materials natürlich, wie sie sich aus den Anstrengungen der einzelnen Theile während der Arbeit ergiebt.

Die in Bewegung zu versetzenden Theile der Werkzeugmaschinen bedürfen, damit die beabsichtigte Bewegung in möglichster Reinheit eintrete, einer sehr sorgfältigen Lagerung und Führung, wobei ganz besonders darauf zu achten ist, daß ein durch den Verschleiß veranlaßter sogenannter todter Gang möglichst nicht eintrete, oder, wenn er sich eingestellt haben sollte, durch geeignete Nachstellvorrichtungen wieder zu beseitigen sei. Daß durch die Wirksamkeit solcher Nachstellvorrichtungen die richtige Lage der betreffenden

Theile nicht beeinträchtigt werden darf, daß beispielsweise eine Drehbankspindel durch etwaiges Verstellen ihrer Lager nicht aus der Axe der Drehbank heraustreten darf, ist eine Anforderung, mit welcher die Genauigkeit der erreichbaren Arbeit in engem Zusammenhange steht. Am besten wird man einem todten Gange oder einer durch den Verschleiß einzelner Theile herbeigeführten schlotternden Bewegung dadurch zuvorkommen, daß man jene Theile nicht nur aus sehr widerstandsfähigem Material, z. B. aus gehärtetem Stahl, ausführt, sondern auch die zur Unterstützung dienenden Auflagerflächen möglichst groß macht, so daß der auf jede Flächeneinheit entfallende Auflagerdruck entsprechend klein wird.

Von wesentlichem Einfluß auf die gute Wirkung aller Werkzeugmaschinen ist natürlich die Verwendung vorzüglicher Werkzeuge, weil durch deren zweckmäßige Anordnung und gute Schärfung nicht nur der zum Betriebe erforderliche Kraftbedarf auf ein möglichst geringes Maß herabgezogen wird, sondern weil dabei auch die auf die einzelnen Theile wirkenden Kräfte thunlichst klein ausfallen, womit wiederum geringere Erzitterungen dieser Theile und die Erzeugung schönerer Arbeit in Verbindung steht. Ueber die Grundsätze, wonach die einzelnen Werkzeuge mit Rücksicht auf möglichste Verringerung des von ihnen zu überwindenden Widerstandes auszuführen sind, wird bei den einzelnen Maschinen das Nähere angeführt werden.

Was die Geschwindigkeiten der einzelnen Arbeitsmaschinen anbetrifft, so wird indessen bei deren Bemessung nicht die Rücksicht auf den kleinstmöglichen Arbeitsaufwand in erster Reihe maßgebend sein können, weil diese Rücksicht im Allgemeinen so kleine Geschwindigkeiten erfordern würde, daß die Leistungsfähigkeit der Maschinen auch nur entsprechend gering sein würde. Denn da zu dem Betriebe der Werkzeugmaschinen immer ein erheblicher Betrag menschlicher Handarbeit nöthig ist, deren Beschaffung mit beträchtlichen Kosten für Arbeitslöhne u. s. w. verknüpft ist, und weil gegen diese Kosten und die für Herstellung, Unterhaltung und für den gesammten Betrieb der betreffenden Werkstätten zu machenden Aufwendungen die Kosten der Betriebskraft in fast allen Fällen nur gering sind, so muß bei der Feststellung der Geschwindigkeiten die Rücksicht auf einen möglichst wirthschaftlichen Betrieb der ganzen Werkstätte einerseits und auf die Erzeugung vorzüglicher Arbeit andererseits von hervorragender Bedeutung sein. Man wird daher die Geschwindigkeiten so groß wählen, wie dieselben überhaupt noch gewählt werden können, ohne dadurch die Schönheit und Genauigkeit der zu erzeugenden Bearbeitungsflächen zu beeinträchtigen. Diese vortheilhaftesten Geschwindigkeiten werden demnach nicht nur von der besonderen Wirkungsart der einzelnen Werkzeuge, sondern vornehmlich von den Eigenschaften der zu bearbeitenden Stoffe abhängen, und sie können nur auf Grund von vielfach damit gemachten Erfahrungen festgestellt werden. Als einen ungefähren Anhalt für die nach

dem Vorbemerkten vortheilhaftesten Geschwindigkeiten der Werkzeugmaschinen kann die folgende, dem Werke von Hart über Werkzeugmaschinen [1]) entnommene Zusammenstellung dienen.

Bezeichnung der Maschine	Material	Arbeitsgeschwindigkeit in Millimetern für 1 Secunde	Fortrückung in Millimetern für 1 Umdreh. oder 1 Schnitt
Kleine Drehbänke . . .	Schmiedeisen . . .	90 — 100	1/4 — 1/2
„ „ . . .	Gußeisen	80 — 90	1/4 — 1/2
„ „ . . .	Stahl	40 — 50	1/4 — 1/2
„ „ . . .	Messing, Bronze . .	160 — 200	1/4 — 1/2
„ „ . . .	Holz	300 — 400	1/4 — 1/2
Große Drehbänke . . .	desgl.	desgl.	1/8 — 1
Plan- u. Räderdrehbänke	desgl.	desgl.	1/2 — 1 1/2
Walzendrehbänke . . .	Hartguß	30 — 40	1/8 — 1 1/8
Vertical-Bohrmaschinen	Schmiedeisen . . .	70 — 80	1/12 — 1/4
„ „	Gußeisen	60 — 70	1/12 — 1/4
„ „	Stahl	30 — 40	1/12 — 1/4
„ „	Messing, Bronze . .	100 — 120	1/12 — 1/4
„ „	Holz	250 — 300	1/12 — 1/4
Horizont.-Bohrmaschinen	desgl.	desgl.	1/10 — 1/2
Langloch-Bohrmaschinen	desgl.	desgl.	Länge 1/4 — 4/5 Tiefe 1/10 — 2/5
Cylinder-Bohrmaschinen	Schmiedeisen . . .	60 — 70	1/4 — 1
„ „	Gußeisen	50 — 60	1/4 — 1
„ „	Stahl	25 — 35	1/4 — 1
„ „	Messing, Bronze . .	90 — 100	1/4 — 1
Kleine Hobelmaschinen .	Guß- u. Schmiedeisen	90 — 100 Rückgang 2fach	1/4 — 1 1/4
Große Hobelmaschinen .	„ „	80 — 90 Rückg. 2 1/2 — 3f.	1/2 — 2 1/2
Kleine Shapingmaschinen	Schmiedeisen . . .	150 — 170	1/4 — 1
„ „	Gußeisen	130 — 150	1/4 — 1
„ „	Stahl	80 — 100	1/4 — 1
„ „	Messing, Bronze . .	180 — 220	1/4 — 1

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau zur Metall- und Holzbearbeitung. München 1879.

Bezeichnung der Maschine	Material	Arbeitsgeschwindigkeit in Millimetern für 1 Secunde	Fortrückung in Millimetern für 1 Umdreh. oder 1 Schnitt
Große Shapingmaschinen	Schmiedeisen . . .	130 — 150	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Gußeisen	110 — 130	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Stahl	70 — 90	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Messing, Bronze . .	160 — 220 Rückg. $1\frac{1}{3}$–$1\frac{1}{2}$ f.	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
Kleine Stoßmaschinen .	Schmiedeisen . . .	120 — 140	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Gußeisen	100 — 120	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Stahl	80 — 90	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Messing, Bronze . .	140 — 160	$\frac{1}{4}$ — 1
Große Stoßmaschinen .	Schmiedeisen . . .	110 — 130	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Gußeisen	90 — 110	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Stahl	75 — 85	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Messing, Bronze . .	130 — 150 Rückg. $1\frac{1}{3}$–$1\frac{1}{2}$ f.	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
Fräsmasch. m. Frässcheibe	Schmiedeisen . . .	150 — 180	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ „	Gußeisen	180 — 200	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
Fräsmasch. m. Messerkopf	Guß- u. Schmiedeisen	200 — 250	$\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$
Räderfräsmaschinen . .	„ „ „	300 — 400	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
„ . .	Holz	4000 — 5000	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
Schraubenschneidmasch. .	Schmiedeisen u. Stahl	25 — 35	—
Holz- u. Modelldrehbänke	Holz	400 — 600	$\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{4}$
Holzbohrmaschinen . .	„	300 — 400	$\frac{1}{4}$ — 1
Holzhobelmaschinen . .	„	15 — 20 m	$\frac{3}{4}$ — $1\frac{1}{2}$
Holzfräsmaschinen . . .	„	8 — 10 m	$\frac{1}{4}$ — $\frac{3}{4}$
Zapfenschneid- u. Schlitzmaschinen	„	12 — 16 m	$\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{4}$
Gattersägen	„	$2\frac{1}{2}$ — 3 m	$1\frac{1}{2}$ — 3
Kreissägen	„	20 — 30 m	—
Bandsägen	„	10 — 12 m	—

Der Betrieb der in einer Werkstätte befindlichen Werkzeugmaschinen erfolgt der Regel nach von einer gemeinsamen Betriebswelle, und zwar fast immer durch Riemen, weil durch diese die Bewegung in der bequemsten Weise auf die in mehr oder minder großer Entfernung von einander aufgestellten Maschinen übertragen werden kann, und die Bewegung eine gleich-

mäßigere ist, als durch Zahnräderübertragungen erreichbar wäre. Die letzteren finden zwar eine ausgedehnte Anwendung, doch immer nur innerhalb der einzelnen Maschinen, indem nämlich die betreffenden Zahnradgetriebe in den Maschinen selbst als wesentliche Theile derselben vorkommen, wo sie zur Erzielung der langsameren Bewegungen nicht zu umgehen sind. Jedenfalls wird man immer auf möglichst sorgfältige Ausführung der Zahnräder Werth zu legen haben, und nur Räder anwenden, deren Zähne durch Fräsen auf Räderschneidmaschinen hergestellt worden sind.

Damit die von der Hauptbetriebswelle nach den einzelnen Werkzeugmaschinen geführten Riemen den Raum in der Werkstätte nicht in unzulässiger Art beengen, lagert man die Hauptwelle stets oberhalb und bewirkt die Uebertragung der Bewegung in der Regel durch Vermittelung einer ebenfalls oberhalb aufgehängten Vorgelegswelle, des sogenannten Deckenvorgeleges. Indem diese Vorgelegswelle neben der fest auf ihr befindlichen Antriebsriemscheibe eine Los- oder Leerscheibe erhält, ist eine Ausrückung des Betriebes durch Versetzung des Riemens auf diese Leerscheibe jederzeit ermöglicht. Von der Vorgelegswelle aus erfolgt der Antrieb auf diejenigen Maschinen, welche, wie die Drehbänke und Bohrmaschinen, je nach dem Durchmesser der bearbeiteten Umdrehungsfläche mit verschieden großer Umdrehungsgeschwindigkeit bewegt werden müssen, durch Vermittelung der aus Theil III, 1 bekannten Stufenscheiben.

Die einzelnen, bei den Werkzeugmaschinen zur Verwendung kommenden Getriebe sind größtentheils ebenfalls aus Theil III, 1 bekannt, so daß hierauf an den entsprechenden Stellen verwiesen werden kann; nur gewisse Getriebe, wie z. B. die Umsteuerungsvorrichtungen der Hobelmaschinen, werden eine besondere Erläuterung nöthig machen.

Die Anwendung von Schwungrädern findet sich im Allgemeinen nur bei den Werkzeugmaschinen mit hin- und wiederkehrender Bewegung, die mittelst eines Kurbelgetriebes diese Bewegung erlangen, so namentlich bei gewissen Arten von Hobelmaschinen, während bei den Maschinen mit rotirender Arbeitsbewegung wegen des gleichmäßigen Widerstandes besondere Schwungmassen in der Regel nicht zur Anwendung kommen. Die Betreibung der hier zu betrachtenden Arbeitsmaschinen durch besondere, mit diesen Maschinen vereinigte Dampfmaschinen, wie sie wohl für große Scheren oder Sägen zuweilen vorkommt, ist im Allgemeinen nicht gebräuchlich.

Die Ermittelung der für eine Werkzeugmaschine erforderliche Betriebskraft ist nur auf Grund von Erfahrungen und Versuchen mit einiger Annäherung vorzunehmen, da die aus der Beschaffenheit des bearbeiteten Materials, sowie aus der Wirkungsweise des Werkzeuges und der Einrichtung der Maschine sich ergebenden Einflüsse sich einer rechnerischen Behandlung entziehen. Im Allgemeinen kann man annehmen, daß der aus der eigent-

lichen Arbeitswirkung folgende Widerstand unter sonst gleichen Umständen im geraden Verhältnisse zu der Menge des in bestimmter Zeit abgelösten Spanmaterials steht, so daß man diesen der eigentlichen Nutzleistung zugehörigen Arbeitsbetrag durch $L_n = a\,Q$ ausdrücken kann, wenn Q das Gewicht der in der Zeiteinheit erzeugten Späne und a eine Erfahrungszahl vorstellt, die sowohl von der Art der Maschine wie von der Beschaffenheit des Arbeitsstoffes abhängt. Außer diesem Nutzwiderstande sind aber natürlich noch die schädlichen Widerstände der Reibung u. s. w. zu überwinden, wie sie zwischen den einzelnen Getriebetheilen auftreten. Man pflegt hierbei wohl einen Unterschied zwischen den schädlichen Widerständen des Leerganges und den während des Arbeitsvorganges in Folge der dabei ausgeübten Druckkräfte auftretenden Reibungen zu machen, und nimmt dann die letzteren in der Regel proportional mit der Nutzarbeit an, während man den Widerstand der leer gehenden Maschine durch einen constanten Werth berücksichtigt, dessen Größe man für jede einzelne Maschine durch Versuche feststellen kann. Hiernach würde man für den Arbeitsaufwand einer Werkzeugmaschine im Allgemeinen einen Ausdruck von der Form

$$L = (1 + m) . a\,Q + b$$

aufzustellen haben, worin b dem Leergangswiderstande entspricht und m das Verhältniß angiebt, in welchem die in Folge der Nutzarbeit $a\,Q$ neu hinzutretenden schädlichen Widerstände zu jener Nutzarbeit stehen. Ueber die Größe der zum Betriebe der einzelnen Maschinen erforderlichen Arbeit sollen an den betreffenden Stellen nähere Angaben gemacht werden.

Bei denjenigen Maschinen, welche, wie die Hobelmaschinen, abwechselnd nur während des Vorganges nützliche Arbeit verrichten, um darauf den Rückgang leer zu vollführen, hat man den Arbeitsbedarf für den Vorwärtsgang und für den Rückgang gesondert zu bestimmen, und die Summe von beiden in Rechnung zu bringen.

Bei einer größeren Anzahl von gleichzeitig betriebenen Maschinen, wie sie in den bezüglichen Werkstätten neben einander vorzukommen pflegen, ist es nicht nöthig, die für alle diese Maschinen erforderliche Betriebskraft der Summe der für alle einzelnen ermittelten gleich zu setzen, da niemals alle diese Maschinen zu gleicher Zeit in Thätigkeit sein werden. Da nämlich der Betrieb jeder Werkzeugmaschine durch gewisse Pausen unterbrochen wird, während deren ein Stillstand zum Aufbringen, Vorrichten, Abnehmen u. s. w. des Arbeitsstückes nöthig ist, so ergiebt sich hieraus, daß von einer größeren Anzahl neben einander aufgestellter Werkzeugmaschinen immer nur ein gewisser Theil in Thätigkeit sein wird, so daß der im Durchschnitt nöthige Kraftaufwand entsprechend geringer ausfallen muß, als der für den ununterbrochenen Betrieb aller Maschinen erforderliche.

Die Geschwindigkeit der zum Betriebe von Werkzeugmaschinen dienenden Hauptbetriebswelle kann man passend zu etwa 100 Umdrehungen in der Minute annehmen; bezüglich der den Deckenvorgelegen zu gebenden Umdrehungsgeschwindigkeit giebt Hart die folgende Zusammenstellung an:

Angemessene Umdrehungsgeschwindigkeiten der Deckenvorgelege in der Minute.

Für kleine Drehbänke	80	bis	110	Umdrehungen
„ große Drehbänke	30	„	60	„
„ Plandrehbänke	20	„	40	„
„ Wandbohrmaschinen	100	„	130	„
„ Vertical-, Radial- und Langloch-bohrmaschinen	80	„	100	„
„ Hobel- und Stoßmaschinen . .	80	„	100	„
„ Shapingmaschinen	70	„	90	„
„ Fräsmaschinen	60	„	80	„
„ Räderfräsmaschinen				
a. Eisen	90	„	100	„
b. Holz	200	„	220	„
„ Schraubenschneidmaschinen . .	80	„	90	„
„ Holzbearbeitungsmaschinen . .	200	„	300	„

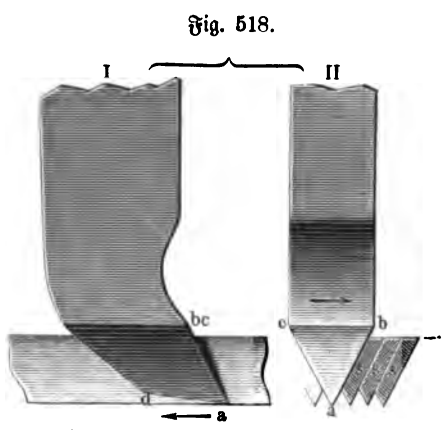
§. 148.

Stichel. Das zum Bearbeiten auf Hobelmaschinen und Drehbänken allgemein angewandte Werkzeug ist der Stichel oder Meißel, der nach seiner Verwendung wohl Drehstichel, Drehmeißel, Hobelstichel, Hobelmeißel genannt wird. Dieses Werkzeug besteht der Hauptsache nach aus einem Stahlstabe, der an einem Ende gehärtet und durch Schleifen mit einer Schneide versehen ist, die sich als die Durchschnittslinie zweier Flächen darstellt. Die Gestalt dieser Schneide hängt hauptsächlich von der jener beiden Flächen ab, die des Schleifens wegen niemals hohl, sondern entweder eben oder convex sein müssen; die eine Fläche, durch deren Nachschleifen das Schärfen des stumpf gewordenen Stichels zu geschehen pflegt, ist fast immer eine Ebene.

Eine sehr gebräuchliche Form des Stichels ist durch Fig. 518 (a. f. S.) dargestellt, woraus ersichtlich ist, daß die Schneide durch die beiden Kanten *ab* und *ac* einer dreiseitigen körperlichen Ecke *abcd* gebildet wird, die dadurch entsteht, daß an das nach der Gestalt eines dreiseitigen Prismas geformte Ende des Stichels die Ebene *abc* schräg zur Axe dieses Prismas angeschliffen wird. Von diesen beiden Schneidkanten kommt fast immer nur die eine zur Wirkung, und zwar die linke oder die rechte, je nachdem die Fortrückung des Werkzeuges nach der einen oder anderen Seite erfolgt. Die

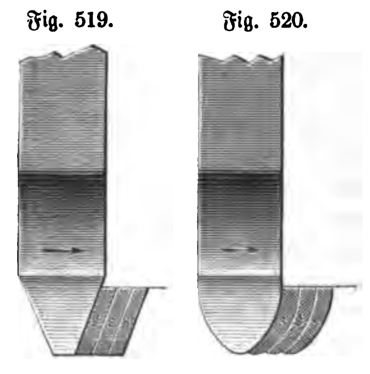
in Fig. II. angedeuteten kleinen Trapeze.s machen die Wirkungsweise des Stichels bei dem Hobeln deutlich, indem diese Trapeze die Querschnitte der nach einander von der Stichelkante $a\,b$ abgelösten Späne darstellen, sobald vorausgesetzt wird, daß der Stichel in der Richtung des Pfeiles nach jedem vollendeten Schnitte um die Entfernung dieser Trapeze versetzt wird. Bei der entgegengesetzten Fortrückung des Stichels kommt natürlich die andere Schneidkante $a\,c$ in entsprechender Art zur Wirkung. Wie die Figur erkennen läßt, wird in dieser Weise an das Arbeitsstück eine Oberfläche gearbeitet, welche viele dicht neben einander liegende parallele Rippen oder Furchen zeigt, sobald die Schneide des Stichels in eine scharfe Ecke a ausläuft.

Fig. 518.



Will man diese Rippenbildung vermeiden, so kann dies durch eine Form der Schneide nach Fig. 519 geschehen, die aus derjenigen in Fig. 518 dadurch entstanden gedacht werden kann, daß man die Kante $a\,d$ des gedachten dreiseitigen Prismas durch einen ebenen Schliff bis zu geringer Breite abgestumpft hat. Vielfach auch pflegt man eine Abrundung dieser Kante vorzunehmen, und auch anstatt des dreiseitigen Prismas eine cylindrische Begrenzung des Stichelendes zu wählen, wodurch man eine entsprechend gekrümmte Schneide, wie in Fig. 520, erhält. Es ergiebt sich aus dieser Figur, daß bei einer solchen Form der Schneide die Querschnitte der einzelnen Späne die Gestalt halber Sicheln annehmen, und daß die auf der bearbeiteten Fläche entstehenden Rippen nur sehr geringe Höhen haben. Daß dem Ende des Stichels eine entsprechend geänderte Stellung gegen das Arbeitsstück gegeben werden muß, wenn es sich darum handelt, durch abwärts gerichtete Fortrückung des Stichels senkrechte oder schräge Flächen des Arbeitsstückes herzustellen, wird durch Fig. 521 verdeutlicht.

Fig. 519. Fig. 520.



Aehnliche Bemerkungen gelten auch für das Abdrehen auf der **Drehbank**. Hierfür ist in Fig. 522 ein Stichel gezeichnet, welcher bei der gleichmäßigen Umdrehung des Arbeitsstückes A in der Richtung des Pfeiles einen Span s von einer Dicke ablöst, die gleich der dem Stichel während einer ganzen Umdrehung des Arbeitsstückes ertheilten Fortrückung ist. Wenn, wie in der Figur vorausgesetzt wurde, diese Fortrückung in der radialen Richtung erfolgt, so daß der Stichel eine zur Axe senkrechte Ebene bearbeitet, so ist der Durchschnitt durch das Arbeitsstück an der Stelle der Stichelschneide durch eine archimedische Spirale afg begrenzt, deren Richtung in a mit der Tangente des daselbst an den um C gelegten Kreis einen Winkel σ bildet, der durch die Beziehung gegeben ist $tg\,\sigma = \frac{\delta}{2\pi r}$, vorausgesetzt, daß r den Halbmesser Ca und δ die nach radialer Richtung gemessene Dicke des abgelösten Spans bedeutet, und unter der ferneren, bei Drehbänken in der Regel erfüllten Bedingung, daß die Fortrückung des Stichels **ununterbrochen** und mit einer der Drehbewegung stets proportionalen Geschwindigkeit erfolgt.

Fig. 521.

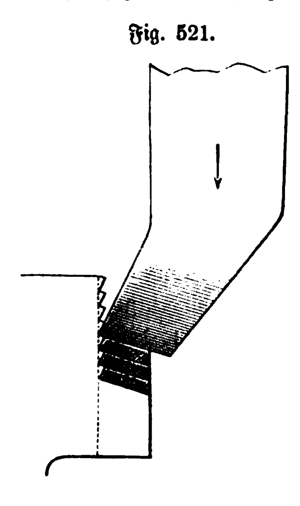
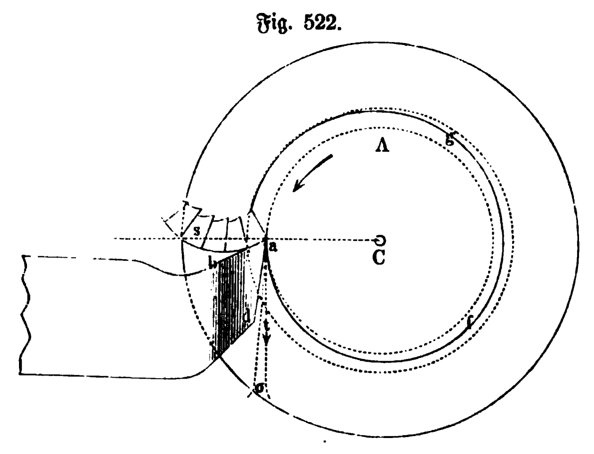


Fig. 522.



Man ersieht hieraus, daß die Kante oder Fläche ad des Stichels nicht in die Tangente at an den durch a gelegten Kreis, in welcher die Arbeitsbewegung des Punktes a erfolgt, fallen darf, sondern daß diese Fläche des Stichels um einen gewissen Winkel dat, welcher mindestens dem

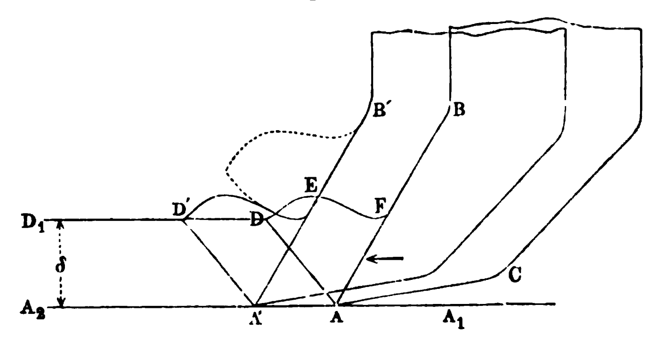
berechneten Werthe von σ gleich zu machen ist, von der Bewegungsrichtung des Arbeitsstückes abweichen muß. Man bezeichnet diesen Winkel $dat = \gamma$ als den Anstellungswinkel, und pflegt denselben bei den gewöhnlichen Sticheln zum Drehen und Hobeln von Metallen etwa 3 bis 4^0 groß zu machen. Bei den Hobelmaschinen würde zwar eine Abweichung der Stichelbegrenzung von der Bewegungsrichtung des Arbeitsstückes mit Rücksicht auf die Fortrückung des Stichels nicht nöthig sein, da hierbei diese Fortrückung erfolgt, während der Stichel sich ganz außerhalb des Arbeitsstückes befindet, doch pflegt man auch hierbei immer dem Anstellwinkel eine gewisse Größe zu geben, um die Reibung zu umgehen, welche sonst in Folge einer Berührung der gedachten Rückfläche des Stichels mit der gehobelten Furche eintreten würde. Bei Drehbänken dagegen ist eine Fortrückung des Stichels überhaupt nicht möglich, wenn der Anstellwinkel nicht mindestens die oben bestimmte Größe σ haben würde, und man erkennt leicht, daß auch bei geringer Dicke δ des Spans dieser Werth ein erheblicher wird, sobald sich die Schneide des Stichels der Drehaxe nähert, was besonders zu beachten ist, wenn es sich um das Abdrehen ebener Scheiben oder kegelförmiger Spitzen handelt.

Der durch den Stichel abgelöste Span zerbröckelt bei spröden Metallen, wie Gußeisen, sogleich bei seiner Bildung in einzelne Stückchen, deren Größe mit der Dicke des Spans zunimmt. Bei zäheren Metallen, wie Schmiedeisen, Stahl oder Kupfer dagegen erscheinen zwar die Späne in Gestalt zusammenhängender, meist schraubenförmig gewundener Locken von oft sehr bedeutender Länge, doch sind dieselben sehr leicht zerbrechlich, und zerfallen bei einer Biegung in einzelne Bruchstücke. Bei näherer Betrachtung zeigt ein solcher Span auf seiner äußeren Oberfläche eine einigermaßen glatte Beschaffenheit, die wohl als eine Folge der Verschiebung des Spans bei seiner Entstehung auf der glatt geschliffenen Fläche ab des Stichels anzusehen ist, da hierbei das Spanmaterial mit großem Drucke gegen den Stichel gepreßt wird. Die Innenfläche der Späne dagegen ist immer sehr rauh, und das Material des Spans zeigt sich durchsetzt von vielen radialen Sprüngen, die in sehr gleichmäßigen Abständen auftreten, wie dies in Fig. 522 angedeutet ist. Nach den Flächen dieser Sprünge, in denen der Zusammenhang des Stoffes nahezu aufgehoben ist, erfolgt denn auch die erwähnte Zerbröckelung; die Ränder des Spans erscheinen gleichzeitig oftmals mit kleinen Zacken versehen, die, den einzelnen Elementen entsprechend, häufig die Regelmäßigkeit feiner Perlenschnüre zeigen.

Diese Eigenthümlichkeiten der Späne, wie man sie bei dem Bearbeiten der meisten Metalle, mit Ausnahme der weichsten, Blei, Zinn &c., beobachten kann, läßt sich in der folgenden Art erklären.

Es sei BAC, Fig. 523, der zur geradlinig anzunehmenden Schneidkante eines Stichels senkrechte Durchschnitt des letzteren, also der Neigungswinkel des Keils, als welchen man sich die Stichelschneide vorzustellen hat, und es möge sich in A die zur Zeichnung senkrechte Schneide projiciren. Es werde ferner angenommen, daß dieser Stichel von dem Arbeitsstücke, dessen obere Begrenzung durch die Ebene DD_1 dargestellt sein möge, einen Span von der Dicke $\delta = D_1 A_2$ abhobeln solle, indem man dem Stichel gegen das Werkstück eine Verschiebung in der Richtung $A_1 A_2$ ertheilt. In CAA_1 ist sonach der Anstellwinkel vorgestellt. Dabei soll zunächst vorausgesetzt werden, daß die Länge der Schneidkante A gleich oder größer sei, als die Breite des Arbeitsstückes, indem man sich das letztere vorläufig als eine schmale Schiene denken mag, deren Breite nicht größer ist, als die Schneide A, so daß bei einer Ablösung des Spans der Zusammenhang nur längs der

Fig. 523.



Grundfläche $A_1 A_2$ aufzuheben ist. Wenn auch in Wirklichkeit die Verhältnisse insofern andere sind, als der abzulösende Span außer an dem Grunde auch noch an einer Seite abgetrennt werden muß, so wird es für die folgende Betrachtung behufs Erklärung des Vorganges zulässig sein, die erwähnte einschränkende Voraussetzung zu machen, da anderenfalls die Verhältnisse zu schwierig zu übersehen wären.

Wenn bei der Bewegung des Stichels dessen vordere Fläche AB mit bestimmtem Drucke gegen das vor ihm befindliche Material wirkt, so wird dasselbe in Folge seiner mehr oder minder großen Dehnbarkeit eine gewisse Verschiebung seiner Theilchen erleiden, derart, daß diese Theilchen nach derjenigen Seite hin ausweichen, nach welcher sie einen Widerstand nicht erfahren, d. h. hier also nach oben. Das Material nimmt daher in Folge der gedachten Einwirkung des Stichels eine Form an, wie sie etwa durch $ADEF$ angedeutet ist, wobei eine gewisse Biegung nach oben und ein Zusammendrücken, ein sogenanntes Stauchen des Materials eintritt. In

dem Maße, wie dieses Stauchen und damit der Widerstand zunimmt, den das Material einem solchen entgegensetzt, muß auch die von dem Stichel ausgeübte Kraft wachsen, und es wird bei einer gewissen Größe dieser Kraft der Fall eintreten, wo das Material dieser Druckkraft nicht mehr widerstehen kann, und daher nach einer gewissen Richtung abgeschoben wird. Die Untersuchung wird lehren, daß dieses Abschieben nach der Richtung einer Ebene AD stattfindet. In dem Augenblicke des Abschiebens des Elementes ADF verschwindet der dem Stichel sich entgegensetzende Widerstand fast vollständig, indem alsdann nicht mehr die Cohäsion des Metalles, sondern nur die geringe Reibung zu überwinden ist, die sich der Fortschiebung des von dem Arbeitsstücke abgetrennten kleinen Prismas ADF längs der Flächen AD und AF entgegensetzt. Bei der weiteren Bewegung wiederholt sich der vorher besprochene Vorgang, indem die Vorderfläche des Stichels das stehen gebliebene Material zunächst in A und dann weiter hinauf zusammendrängt, wobei wiederum die gedachte Stauchung und Aufbiegung stattfinden muß, bis in einer neuen Lage des Stichels, etwa in $A'B'$, die ausgeübte Pressung wiederum einen Werth erreicht hat, bei welchem das Material in einer neuen Fläche $A'D'$ abgeschoben wird. Hieraus erklären sich nicht nur die in den Spänen vorhandenen Sprünge, die den Flächen des Abschiebens AD, $A'D'$ entsprechen, sondern auch die gezackte Oberfläche im Inneren des Spans, sowie dessen Krümmung, welche eine Folge der bei der Aufbiegung der Elemente an deren oberer Fläche eintretenden Verkürzung ist. Es steht mit der Zusammendrückung durch das Stauchen auch in Verbindung, daß die gebildeten Späne erfahrungsmäßig immer kürzer sind, als der Weg des Stichels, eine Verkürzung, die unter Umständen bei sehr nachgiebigem Metall wohl bis zu 40 Proc. betragen kann. Dagegen ist die durchschnittliche Dicke des Spans entsprechend größer als die Tiefe δ, um welche der Stichel behufs der Spanbildung vorgestellt wurde.

Man erkennt aus dem Vorangegangenen auch, daß der Stichel keineswegs, wie man auf den ersten Blick geneigt ist, anzunehmen, einem fortgesetzt gleichen Drucke ausgesetzt ist, sondern daß der Druck auf den Stichel in regelmäßiger Wiederholung zwischen dem kleinsten, wenig mehr als Null betragenden Werthe unmittelbar nach dem Abschieben eines Elementes bis zu dem größten Betrage steigt, wie er zum Abschieben eines der besagten kleinen Prismen erfordert wird. In Folge dieses regelmäßig wachsenden Druckes geräth der Stichel in eine zitternde oder schwingende Bewegung, deren Periode genau übereinstimmt mit derjenigen, in der sich die Abschiebung der kleinen Prismen vollzieht. Bei hinreichender Biegsamkeit des Stichels, wie sie vorhanden ist, wenn dieser zwischen der Befestigungsstelle und der Schneide eine große freie Länge hat, und bei dem Abtrennen starker Späne ist diese Erzitterung deutlich an der bearbeiteten Fläche zu erkennen,

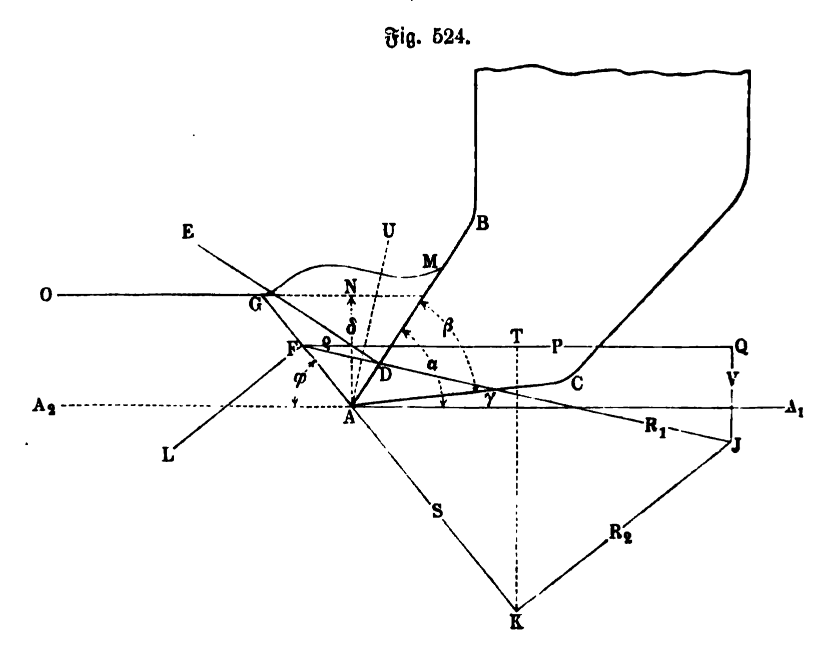
die mit kleinen, den Schwingungen entsprechenden wellenförmigen Erhöhungen und Vertiefungen versehen ist, und es gründet sich hierauf die bei allem Hobeln und Drehen stets befolgte Regel, den Stichel möglichst unnachgiebig und starr zu befestigen, und seine freie Länge auf das thunlich geringste Maß zu beschränken. Man hat oftmals dieses Erzittern des Stichels der Verschiedenheit des Widerstandes zugeschrieben, wie sie aus der stets vorhandenen Ungleichförmigkeit des bearbeiteten Materials entsteht; daß hierin nicht der Grund liegen kann, folgt schon aus der Regelmäßigkeit, mit welcher die Schwingungen des Stichels stattfinden. Eine Vergleichung der besagten kleinen Wellen der bearbeiteten Fläche mit den Elementen des dabei fallenden Spans würde zweifellos auf übereinstimmende Zahlen führen.

Es kann bemerkt werden, daß die schraubenförmige Windung der in Gestalt von Locken abfallenden Späne ihren Grund in einer schrägen Stellung der Schneide gegen die Richtung der Arbeitsbewegung hat. Wenn die Schneide senkrecht zur Bewegung des Hobelns bezw. bei dem Drehen senkrecht zur Umfangsbewegung des Arbeitsstückes an der Stelle der Spanbildung steht, so wird der Span in Folge der oben erwähnten Biegung der einzelnen Bruchstücke nach der Form eines senkrecht zur Schneide stehenden Kreises bezw. einer ebenen spiralförmigen Curve gewunden, während bei einer schrägen Stellung der Schneide gegen die Arbeitsbewegung die Abweisung des Spans von der Vorderfläche des Stichels so erfolgt, daß die bekannte schraubenförmige Windung der Späne entsteht.

Fortsetzung. §. 149. Um die vorstehend besprochene Spanbildung näher zu untersuchen, und insbesondere den Einfluß zu erkennen, den die Form und Stellung des die Schneide bildenden Keils hierbei hat, sei in Fig. 524 (a. f. S.) der Keilwinkel BAC mit β und der Anstellwinkel CAA_1 mit γ bezeichnet, so daß $\alpha = BAA_1 = \beta + \gamma$ die Neigung der Vorderfläche AB des Stichels gegen die Bewegungsrichtung A_1A_2 bedeutet. Bei der gedachten Wirkung findet eine Pressung des Materials gegen die Fläche AB statt, deren Richtung nach den bekannten Gesetzen der gleitenden Reibung gegen die Normale zur Ebene AB um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ geneigt sein muß. Ist daher DE das Loth zur Ebene AB in einem Punkte D, der als der Mittelpunkt aller von dem Material gegen AB ausgeübten Kräfte gedacht werden kann, so findet man die gesammte Reaction des Materials gegen die Fläche AB in einer Geraden FD, die mit dem Lothe ED einen Winkel $FDE = \varrho$ bildet, und mit ED zusammen in einer zur Schneide A senkrechten Ebene gelegen ist. Es möge die Größe dieser von dem Material in der Richtung FD auf die Fläche AB ausgeübten Reaction oder Pressung mit R_1 bezeichnet werden. Setzt man den Augenblick voraus, in welchem das Material, wie beschrieben, längs einer

gewissen Fläche AG abgeschoben wird, so wirkt diesem Abschieben ein Widerstand entgegen, welcher nach der Richtung GA anzunehmen ist, und dessen Größe gleich $S = b \lambda s$ gesetzt werden muß, wenn $\lambda = AG$ die Länge der Abschiebungsfläche, b deren Breite senkrecht zur Ebene der Figur und s die Scherfestigkeit des Materials für eine Flächeneinheit bedeutet. Auf das abzuschiebende kleine Prisma GAM wirken daher die beiden Kräfte S in der Richtung von G nach A und eine der Reaction R_1 gleiche und entgegengesetzte Kraft in der Richtung von D nach F hin. Diese beiden Kräfte, welche sich in F schneiden, bedürfen zum Gleichgewichte, das unmittelbar vor dem eintretenden Abschieben stattfindet, einer dritten, ebenfalls

Fig. 524.



durch F gehenden Kraft, als welche die Reaction oder Pressung R_2 angesehen werden muß, die von dem Arbeitsstück gegen das Prisma GAM in dessen Auflagerfläche AG ausgeübt wird. Diese Kraft kann nur senkrecht zu der Fläche AG angenommen werden, denn in dem vorausgesetzten Augenblicke unmittelbar vor dem Abschieben findet längs der Fläche AG noch keine gleitende Bewegung statt, und sobald dieselbe eintritt, ist bereits der Zusammenhang des Materials an dieser Trennungsfläche aufgehoben.

Wenn daher in der Figur die Kraft R_1 durch die Strecke FJ dargestellt ist, so erhält man in der Projection FK derselben auf die Richtung der Trennungsfläche AF die Größe des Scherwiderstandes S, während das

Loth KJ das Maß der von dem Arbeitsstücke gegen das abzuschiebende Prisma ausgeübten Reaction R_2 vorstellt.

Um nun zu untersuchen, nach welcher von den unendlich vielen durch A gehenden Ebenen, nach denen ein Abschieben des Materials stattfinden kann, ein solches thatsächlich eintritt, hat man nur festzustellen, in welcher von diesen Ebenen die auf die Flächeneinheit bezogene Anstrengung den größten Werth erreicht, weil die Anstrengung für diese Ebene zuerst den zum Abschieben erforderlichen Betrag s annehmen muß. Bezeichnet man zu dem Ende den vorläufig noch unbekannten Winkel $G A A_2$, den die Trennungsebene mit der Bewegungsrichtung $A_1 A_2$ bildet, mit φ, so ergiebt sich aus dem Dreieck JFK, dessen Winkel bei J, wie leicht zu ersehen ist, gleich $180^0 - (\alpha + \varrho + \varphi)$ ist, die Beziehung:

$$S = R_1 \sin(\alpha + \varrho + \varphi).$$

Bezeichnet ferner δ die Dicke AN des abzulösenden Spans senkrecht zur Bewegungsrichtung, so hat man $A G = \lambda = \frac{\delta}{\sin \varphi}$, und daher die Größe der Trennungsfläche von der Breite b gleich $\frac{b \delta}{\sin \varphi} = F$. Es ergiebt sich folglich allgemein die Anstrengung in dieser Fläche $A G$ für jede Flächeneinheit zu $\sigma = \frac{S}{F} = \frac{R_1 \sin(\alpha + \varrho + \varphi) \sin \varphi}{b \delta}$.

Um denjenigen Werth von φ zu finden, für welchen diese Spannung zu einem Größten wird, bildet man $\frac{\partial \sigma}{\partial \varphi} = 0$, also:

$$\sin(\alpha + \varrho + \varphi) \cos \varphi + \cos(\alpha + \varrho + \varphi) \sin \varphi = 0,$$

oder

$$tg(\alpha + \varrho + \varphi) = - tg \varphi.$$

Hieraus ergiebt sich

$$\alpha + \varrho + \varphi = 180^0 - \varphi, \text{ oder } \varphi = \frac{180 - (\alpha + \varrho)}{2}$$

für diejenige Ebene, längs welcher das Abschieben stattfinden muß. Man findet daher die Gleitfläche, wenn man den Reibungswinkel $\varrho = B A U$ anträgt, und den Winkel $U A A_2 = 180 - (\alpha + \varrho)$ durch $A G$ halbirt.

Mit diesem Werthe von φ erhält man

$$S = \frac{s b \delta}{\sin \varphi} = \frac{s b \delta}{\cos \frac{\alpha + \varrho}{2}} = R_1 \sin\left(\alpha + \varrho + 90^0 - \frac{\alpha + \varrho}{2}\right)$$

$$= R_1 \cos \frac{\alpha + \varrho}{2},$$

oder für bestimmte Werthe von s, b, δ und ϱ die Größe der von dem Stichel nach der Richtung JD auszuübenden Pressung:

$$R_1 = \frac{s b \delta}{\cos^2 \frac{\alpha + \varrho}{2}}.$$

Da die Bewegung des Stichels durch eine nach der Richtung $A_1 A_2$ wirkende Kraft P ausgeübt wird, so bestimmt sich diese bei rechtwinkeliger Zerlegung von JF zu

$$P = QF = R_1 \sin(\alpha + \varrho) = \frac{s b \delta \, 2 \sin \frac{\alpha + \varrho}{2} \cos \frac{\alpha + \varrho}{2}}{\cos^2 \frac{\alpha + \varrho}{2}}$$

$$= s b \delta \, 2 \, tg \frac{\alpha + \varrho}{2},$$

während die zu QF senkrechte Seitenkraft JQ durch

$$V = JQ = R_1 \cos(\alpha + \varrho) = s b \delta \frac{\cos(\alpha + \varrho)}{\cos^2 \frac{\alpha + \varrho}{2}}$$

ausgedrückt wird. Diese letztere Seitenkraft ist nach der Figur gleich der Differenz der beiden nach derselben Richtung genommenen Componenten von $FK = S$ und $KJ = R_2$.

Um auch die Arbeit A zu bestimmen, die von dem Stichel verrichtet werden muß, um einen Span von den vorausgesetzten Verhältnissen auf eine Länge gleich l abzutrennen, hätte man $A = Pl$ zu setzen, wenn die Kraft P fortwährend in der oben berechneten Größe ausgeübt werden müßte; nach den vorangegangenen Bemerkungen ist dies aber nicht der Fall. Danach ist die aufzuwendende Kraft vielmehr regelmäßigen Veränderungen zwischen dem Anfangswerthe, der nur wenig größer als Null ist, und dem oben berechneten größten Werthe P unterworfen. Man wird daher die auszuübende Arbeit zu

$$A = \nu P l = \nu s b \delta l \, 2 \, tg \frac{\alpha + \varrho}{2}$$

annehmen können, wenn unter ν ein Bruch, kleiner als Eins, verstanden wird. Dieser Werth ν würde gleich 0,5 zu setzen sein, wenn der Anfangswerth der Kraft P gleich Null wäre, und seine Steigerung zu dem größten Werthe im geraden Verhältnisse mit dem zurückgelegten Wege des Stichels stattfände. Man wird den Werth von ν vielleicht zwischen 0,6 und 0,7 annehmen können.

Aus der oben für den Winkel φ gefundenen Formel

$$\varphi = \frac{180^0 - (\alpha + \varrho)}{2}$$

ergiebt sich das bemerkenswerthe Resultat, daß die Neigung der Ebene AG, nach der die Trennung des Materials erfolgt, unabhängig von der Dicke und Breite des Spans sowohl, wie auch von der Beschaffenheit des Materials ist, und daß diese Neigung außer von der Größe der Reibung an der Vorderfläche des Stichels nur abhängt von dem Winkel α, unter welchem diese Fläche gegen die Bewegungsrichtung geneigt ist. Der Keilwinkel β der Schneide sowohl wie der Anstellungswinkel γ sind an sich ohne Einfluß, die Lage von AG hängt nur von der Summe dieser beiden Winkel ab. Es findet hier also ein wesentlicher Unterschied zwischen der Wirkung des Hobelns oder Drehens und dem Vorgange bei dem eigentlichen Schneiden durch Messer statt, bei welchem letzteren nach §. 54 der Keilwinkel eine wesentliche Rolle spielt.

Nennt man den Winkel BAG des abgeschobenen Prismas an der Schneide den Wirkungswinkel, und bezeichnet ihn mit w, so hat man für denselben:

$$w = 180^0 - \alpha - \varphi = \frac{180 - (\alpha - \varrho)}{2},$$

woraus man erkennt, daß dieser Winkel um so größer ausfällt, je kleiner der Schneidwinkel α gewählt wird. Dies stimmt auch mit den von Thime[1]) angegebenen Versuchen überein, und es wird an der unten angezeigten Stelle dieses Verhalten dadurch erklärt, daß der Wirkungswinkel um so größer werden müsse, je größer die von der Stichelfläche ausgeübte Normalkraft ist, die mit abnehmender Neigung α derselben zunimmt.

Ferner erkennt man aus der für die Kraft P gefundenen Formel

$$P = s b \delta \; 2 tg \frac{\alpha + \varrho}{2},$$

daß diese Kraft und damit auch die zum Abtrennen einer gewissen Materialmenge $b \delta l$ erforderliche Arbeit unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei Bearbeitung desselben Materials, im geraden Verhältniß mit dem Werthe von $tg \frac{\alpha + \varrho}{2}$ steht, also mit dem Winkel α abnimmt. Die hier folgende Tabelle giebt eine Zusammenstellung der nach den vorstehenden Formeln berechneten Werthe von φ, w und P für eine Reihe von Winkeln α zwischen 30 und 120°, aus welcher man die Zunahme der Kraft P mit wachsender

---

[1]) Thime, Sur le rabotage de métaux, St. Petersbourg 1877. v. Hoyer, Lehrb. d. vergl. mechan. Technologie, Bd. 1, 1888.

Neigung α des Stichels gegen die Bewegungsrichtung erkennt. Es ist hierbei eine Größe des Reibungswinkels von $\varrho = 14^0$ vorausgesetzt, entsprechend einem Reibungscoëfficienten von etwa 0,25.

$$\varrho = arctg\ 14^0 = 0{,}25.$$

$\alpha =$	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0	80^0	90^0	120^0
$\varphi = \frac{180 - (\alpha + \varrho)}{2}$	68^0	63^0	58^0	53^0	48^0	43^0	38^0	23^0
$w = \frac{180 - (\alpha - \varrho)}{2}$	82^0	77^0	72^0	67^0	62^0	57^0	52^0	37^0
$P = sbd\ 2tg \frac{\alpha + \varrho}{2}$								
$tg \frac{\alpha + \varrho}{2} =$	0,404	0,509	0,625	0,754	0,839	1,072	1,082	2,356

Wenn auch die hier ermittelten Formeln und Werthe aus verschiedenen, weiter unten näher angegebenen Gründen nur als Annäherungen betrachtet werden können, so sind sie doch geeignet, von der eigentlichen Wirkungsart bei der Abtrennung der Späne und von dem Einfluß der einzelnen Größen ein ungefähres Bild zu geben.

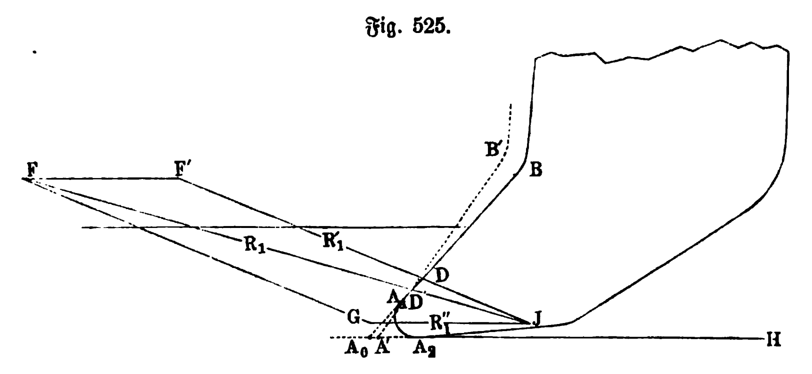
Die Gründe, weswegen die vorstehende Ermittelung nur als Annäherung betrachtet werden kann, sind der Hauptsache nach die folgenden: Zunächst wird bei der wirklichen Arbeit des Stichels der Span nicht nur, wie hier der Einfachheit wegen angenommen werden mußte, an der Fläche $A_1 A_2$ abgetrennt, sondern es muß auch ein Ablösen des Spans an seiner schmalen Seite stattfinden, wie aus einer Betrachtung der Figur 518 ersichtlich ist. Diese Seitenfläche hat zwar immer nur eine geringe Größe, da man im Allgemeinen die Dicke der Späne im Vergleich mit ihrer Breite nur klein wählt, doch wird zum Abreißen des Spans an seiner schmalen Kante immerhin eine gewisse Kraft erforderlich sein, die in der vorstehenden Ermittelung unberücksichtigt geblieben ist.

Ferner wird die Ablösung des Spans nicht, wie hier angenommen wurde, in einer reinen Scherwirkung bestehen; es wird vielmehr in Folge der aufbiegenden Wirkung, die von der Vorderfläche des Stichels vor der Abtrennung des betreffenden Prismas auf dasselbe ausgeübt wird, in demselben auch eine gewisse Biegungsspannung hervorgerufen werden, in Folge deren die Abtrennung bis zu gewissem Grade einem Abreißen entspricht. Diese Wirkung, welche sich bei der Arbeit des gewöhnlichen Handhobels der Tischler, besonders bei schrägem Faserlaufe des Holzes, durch ein Ausreißen einzelner

Fasern zuweilen zu erkennen giebt, wird indessen bei Metallen nur einen geringen Einfluß ausüben; die Erfahrung wenigstens zeigt, daß eine Neigung zum Ausreißen einzelner Metalltheile unter regelrechten Verhältnissen nicht vorhanden ist.

Endlich ist im Vorhergehenden immer angenommen worden, daß der Stichel vollkommen scharf sei, d. h. daß die Schneide wirklich eine geometrische Linie ohne Ausdehnung quer zu ihr sei, eine Voraussetzung, die natürlich auch bei der sorgfältigsten Schärfung niemals erfüllt ist, und die um so weniger vorausgesetzt werden kann, je mehr sich der Stichel während des Gebrauches abgestumpft hat. Es wird der Wirklichkeit daher immer mehr entsprechen, anzunehmen, daß die Schneide des Stichels durch eine gewisse Fläche etwa von cylindrischer Gestalt [1]) nach Fig. 525 dargestellt ist, und die mehr oder minder gute Schärfung kann nur den Zweck haben, die Breite $A_1 A_2$ dieser Fläche, d. h. also den Durchmesser der cylindrischen

Fig. 525.



Schneidenbegrenzung zu verkleinern. Man kann den Einfluß einer solchen mehr oder minder starken Abrundung der Schneide etwa in folgender Weise berücksichtigen. Man kann sich vorstellen, daß die Reaction des Materials gegen die cylindrische Fläche der abgestumpften Schneide durch eine Kraft $R_1'' = GJ$ dargestellt sei, die parallel zu der Bewegungsrichtung des Stichels angenommen wird. Denkt man dann ferner die Hauptreaction R_1' wieder wie oben in einem Punkte D angreifend und gegen die Normale zur Fläche $A_1 B$ unter dem Reibungswinkel ϱ geneigt, so kann man diese etwa durch $F'J$ dargestellte Kraft R_1' mit derjenigen R_1'' zu einer Mittelkraft zusammensetzen, die man durch das Parallelogramm der Kräfte in $FJ = R_1$ erhält. Es ist hierzu allerdings nöthig, für das gegenseitige Verhältniß der beiden Theilreactionen R_1' und R_1'' eine gewisse Annahme zu machen, die von der mehr oder minder guten Schärfung, sowie von der mehr oder minder großen

[1]) Hermann Fischer, Allg. Grundsätze des mechan. Aufbereitens, S. 372.

Dicke des Spans abhängig sein wird. Jedenfalls erkennt man aus dieser Betrachtung, daß in Folge der an der Schneide vorhandenen Abstumpfung die Wirkung des Stichels, dessen vordere Fläche unter dem Winkel BA_0H gegen die Bewegungsrichtung geneigt ist, wie diejenige eines vollkommen scharfen Stichels zu betrachten sein wird, dessen Neigung eine entsprechend größere ist, wie sie sich in der Figur durch den Winkel $B'A'H$ darstellt.

Nach den oben für die Größe der Kraft P und der zur Bewegung des Stichels erforderlichen Arbeit gefundenen Formeln hätte man, um diese Kraft und diese Arbeit möglichst klein zu erhalten, den Neigungswinkel α der Brustfläche des Stichels gegen die Bewegungsrichtung so klein wie möglich zu machen. Die Verkleinerung dieser Neigung α findet ihre natürliche Grenze dadurch, daß der Stichel nicht nur widerstandsfähig genug sein muß, um unter der auf ihn wirkenden Reaction R_1 des abzutrennenden Materials nicht zu zerbrechen, es muß auch die durch diesen Druck erzeugte Biegung des Stichels nur gering sein, weil sonst ein tieferes Eindringen der Schneide in das Arbeitsstück zu befürchten ist, so daß der Stichel sich fängt, womit in der Regel ein Abbrechen der Schneide verbunden ist. Aus diesen Gründen wird die Wahl der zweckmäßigsten Schneidwinkel nur mit Rücksicht auf praktische Erfahrungen getroffen werden können. Aus zahlreichen Versuchen, welche der Marineingenieur Jössel[1]) zu Indret anstellte, ergaben sich die in der folgenden Zusammenstellung enthaltenen Werthe für die vortheilhaftesten Anstellungs- und Keilwinkel der Stichel zur Bearbeitung von Schmiedeisen und Gußeisen. Die gleichfalls angegebenen Verhältnißzahlen für die zugehörigen Betriebskräfte wurden ebenfalls durch Versuche ermittelt.

Tabelle
der Kantenwinkel und Anstellungswinkel der Stichel.

Schmiedeisen	Kantenwinkel β	45^0	48^0	51^0	54^0	57^0
	Anstellungswinkel γ	—	6^0	3^0	0	—
	Verhältnißzahlen der Betriebskräfte	—	0,41	0,33	0,44	—
Gußeisen	Kantenwinkel β	45^0	48^0	51^0	54^0	57^0
	Anstellungswinkel γ	—	7^0	4^0	1^0	—
	Verhältnißzahlen der Betriebskräfte	—	0,285	0,28	0,285	—

Hiernach ist die Summe der Winkel $\beta + \gamma = \alpha$ constant zu 54 für Schmiedeisen und zu 55 für Gußeisen anzunehmen. Für Bronze scheinen sich als günstigste Werthe $\beta = 66^0$ und $\gamma = 3^0$ zu ergeben.

[1]) Bulletin de la soc. d'Encouragement, 1864, p. 595. Hieraus im Polyt. Centralblatt 1865, S. 353.

Für die bei den verschiedenen Maschinen zweckmäßig anzuwendenden Werthe jener Winkel giebt Jössel die nachstehende Tabelle und führt in Bezug auf die Ausführung der Stichel folgende Bedingungen an:

Tabelle

der Kantenwinkel und Anstellungswinkel der Stichel für die gebräuchlichsten Werkzeugmaschinen.

Material	Bezeichnung der Maschinen	Kantenwinkel β	Anstellungswinkel γ
Schmiedeisen und Gußeisen	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen (Bestoßmaschinen) . .	51°	4°
	Stoßmaschinen	66°	3°
Bronze	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen (Bestoßmaschinen) . .	66°	3°
	Stoßmaschinen	76°	3°

Das Werkzeug soll sich in wenig, etwa zwei oder drei Hitzen und ohne das für die Beschaffenheit des Stahls nachtheilige Stauchen schmieden lassen. Die Schneide soll frei liegen und nicht zu lang sein, etwa gleich der anderthalb- bis zweifachen Spanbreite, um ein bequemes Schärfen zu gestatten. Die Querschnitte des Stichels sollen mit Rücksicht auf die Biegung bemessen werden, welcher der Stichel durch den Widerstand des Materials ausgesetzt ist. Zur leichten Ablösung des Spans soll man die Schneidkante gegen die Bewegungsrichtung etwas schräg stellen, auch soll bei Maschinen mit abwechselnd hin- und hergehender Bewegung die Schneide so gestellt werden, daß dieselbe nicht plötzlich in ihrer ganzen Länge, sondern allmählich zur Wirkung kommt, um Stöße und Brüche zu vermeiden. Besonders ist darauf zu achten, daß durch die Biegung, welche der Stichel während der Arbeit erleidet, die Schneide nicht in das Arbeitsstück einzudringen veranlaßt wird, sondern aus dem Material herauszutreten strebt.

Die Gestalt, welche man den Sticheln zu geben hat, richtet sich im Uebrigen natürlich nach den Zwecken, denen sie zu dienen haben, vornehmlich nach der Form der von ihnen herzustellenden Arbeitsflächen; es mögen im Folgen-

Fig. 526.

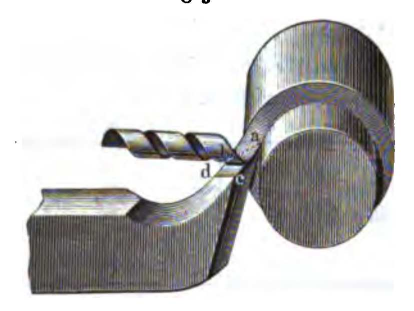



Fig. 527.

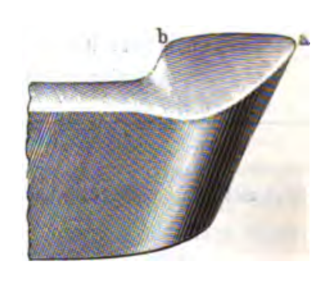
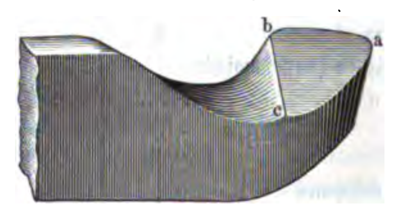


Fig. 528.

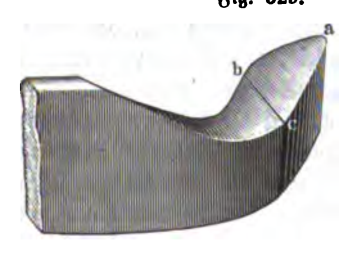


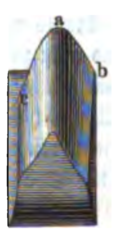


den einige der hauptsächlich zur Verwendung kommenden Stichel angeführt werden.

Für leichte Arbeiten schleift man die Stichel nach Fig. 526 [1]) so an, daß die vordere Fläche oder Kappe *abcd* senkrecht zu der Mittelebene steht, wodurch man zwei symmetrische Kanten *ab* und *ac* erhält, von denen die eine oder andere zum Angriffe kommt, je nachdem die Fortrückung nach rechts oder links erfolgt.

Fig. 529.





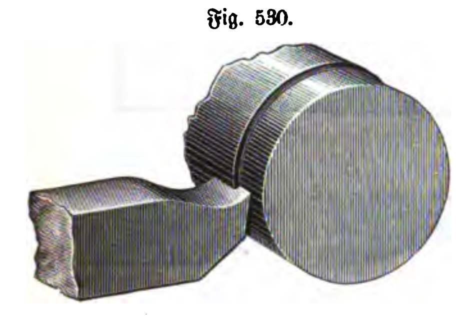
Für größere Arbeiten und zum Abtrennen stärkerer Späne pflegt man durch Neigung der Kappe gegen die Mittelebene eine einseitig liegende Schneide zu erzeugen, wie durch die Fig. 527 bis 529 zur Anschauung

[1]) Die Fig. 526 bis 534 und 536 sind dem Werke von Joshua Rose, Modern Machine Shop Practice, London, entnommen.

gebracht ist. In allen diesen Figuren ist die zur Wirkung kommende Schneidkante mit *a b* bezeichnet.

In welcher Art ein zum *Schlichten* dienender Stichel auszuführen ist, wird durch Fig. 530 erläutert. Wenn es sich darum handelt, die Ecken zwischen zwei zusammenstoßenden Flächen zu bearbeiten, so muß der Schneide des Stichels eine entsprechende einseitige Lage gegeben werden, wie es durch die Figuren 531 bis 533 verdeutlicht wird. Selbstverständlich sind derartige Stichel ebenso wie die in Fig. 527 bis 529 dargestellten als *rechte* und *linke* auszuführen.

Fig. 530.



In Fig. 534 ist noch ein Stichel gezeichnet, wie er passend für Bronze Anwendung findet; die obere Fläche des Stichels steht hier ungefähr

Fig. 531.

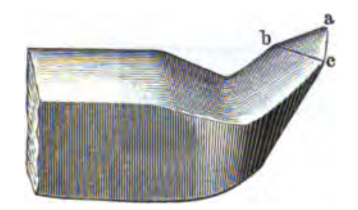
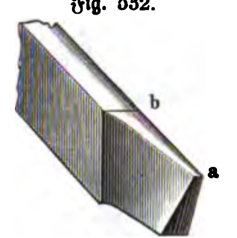


Fig. 532.



rechtwinkelig zu der Bewegungsrichtung des zu bearbeitenden Materials, dessen Späne in kleinen Bruchstücken abfliegen. Eine geringere Neigung des Stichels, wie sie für Eisen verwendet werden kann, würde bei Bronze zu einem Einreißen des Materials führen. Eine derartig große Neigung giebt man auch wohl dem Stichel bei der Verarbeitung von Eisen, wenn es sich um die Abtrennung sehr feiner Späne behufs Vollendung der Arbeitsfläche durch eine mehr *schabende* Wirkung handelt.

Fig. 533. Fig. 534.



Schnitt nach b

Um bei der Herstellung der Stichel möglichst an Material zu sparen, bedient man sich vielfach besonderer **Meißelhalter**, die so vorgerichtet sind, daß darin ein Stäbchen Stahl von dreieckigem oder auch wohl rundem

Fig. 535.

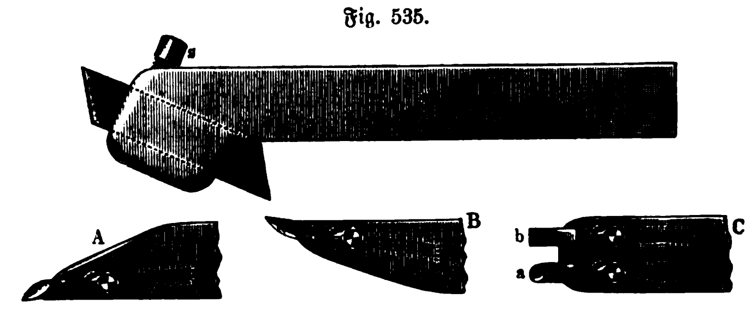
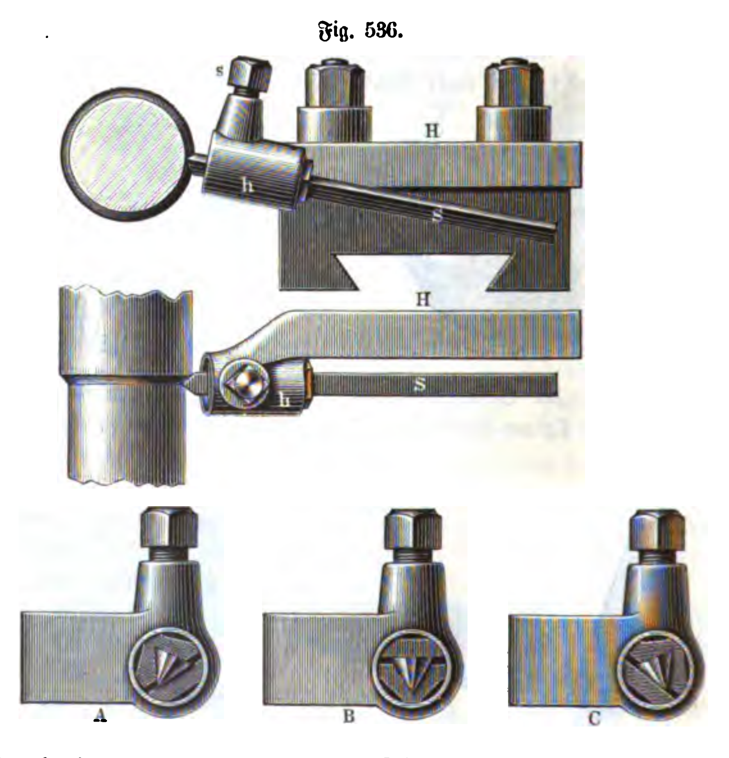


Fig. 536.

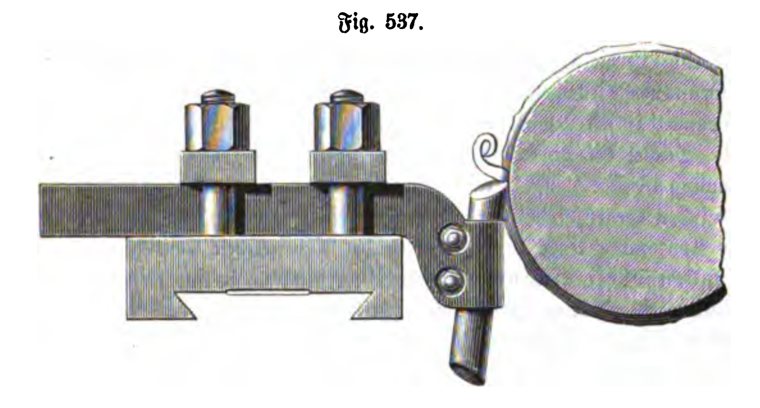


Querschnitte durch Schrauben oder Keile in der geeigneten Neigung gegen das Arbeitsstück befestigt werden kann, so daß durch einfaches Anschleifen der Endfläche die gewünschte Schneide erzeugt wird. In Fig. 535

ist ein solcher Meißelhalter dargestellt, welcher im wesentlichen aus dem schmiedeisernen Stab *S* besteht, der am vorderen Ende mit einer oder auch wohl mit mehreren schrägen Durchbrechungen versehen ist, die zur Aufnahme kurzer Stahlmesser dienen, deren Befestigung durch Schrauben *s* geschieht. In *A* ist ein rechter, in *B* ein linker Seitenstichel angegeben, während *C* die Anordnung von zwei hinter einander zur Wirkung kommenden Sticheln zeigt, von denen *a* zum Arbeiten aus dem Rohen, Schruppen, und *b* zum Vollenden der Fläche, Schlichten, gebraucht wird.

Ein Meißelhalter von abweichender Beschaffenheit ist in Fig. 536 gezeichnet. Der dreikantige Stahlstab *S* wird hierbei mittelst der Druck-

Fig. 537.



schraube *s* in der Hülse *h* des eisernen Halters *H* festgestellt, und zwar kann der Stichel *S* in verschiedener Stellung eingesetzt werden, wie durch *A*, *B* und *C* dargestellt ist, so daß die Stellung in *C* bei der Bewegung nach rechts und die Stellung in *A* bei der Fortrückung nach links angewandt wird, während man die mittlere Stellung *B* für die Bearbeitung von Bronze gebrauchen kann. Die Möglichkeit, den Stichel in diesen verschiedenen Lagen festzustellen, ist dadurch erreicht, daß der Stichel innerhalb der Büchse *h* durch zwei Backen von geeigneter Form umfangen wird.

Der in Fig. 537 dargestellte Halter, welcher die Verwendung von Rundstahl ermöglicht, dürfte hiernach von selbst deutlich sein.

Hobelmaschinen. Alle Hobelmaschinen für Metalle, von denen hier allein gehandelt werden soll, haben die geradlinig hin- und hergehende Arbeitsbewegung oder Verschiebung des Stichels gegen das Arbeitsstück gemeinsam, und sie unterscheiden sich von einander wesentlich dadurch, daß bei einzelnen diese Bewegung dem Arbeitsstücke, bei anderen dem Stichel mitgetheilt wird. Bei allen Maschinen zur Bearbeitung von Gegenständen mittlerer Länge **§. 150.**

werden die letzteren auf einer in wagerechten Prismenführungen verschieblichen Platte, dem Tische, befestigt, während der Stichel an einem quer über diesem Tische angebrachten Träger befindlich ist, längs dessen ihm nur die zur Spanversetzung nöthige Verschiebung in zwei zu einander senkrechten Richtungen ertheilt wird. Da hierbei der zu hobelnde Gegenstand abwechselnd zu beiden Seiten des Stichels befindlich ist, so folgt hieraus, daß der von der Maschine beanspruchte Raum mindestens die doppelte Länge des längsten zu hobelnden Gegenstandes haben muß, und ebenso hat das die Führungen des Tisches aufnehmende Gestell oder Bett der Hobelmaschine annähernd eine solche Länge zu erhalten. Dieses für das Hobeln sehr langer Gegenstände, wie z. B. der Grundrahmen von Dampfmaschinen und der Gestelle langer Drehbänke oder Hobelmaschinen, unbequeme Erforderniß ist die Veranlassung gewesen, die für die Bearbeitung sehr langer Gegenstände dienenden Hobelmaschinen derart auszuführen, daß über dem unwandelbar fest gelagerten Arbeitsstücke der in einem Querschlitten befindliche Stichel die hin- und hergehende Bewegung erhält. Bei dieser Anordnung ist eine Länge der Maschine erforderlich, welche die Länge der zu hobelnden Gegenstände nur wenig übertrifft. Diese Maschinen, welche von der Anordnung einer zur Aufnahme der Arbeitsstücke dienenden Grube als Grubenhobelmaschinen bezeichnet werden, haben insbesondere in französischen Werkstätten Verwendung gefunden, so daß man das ihnen zu Grunde liegende System auch als das französische bezeichnet, im Gegensatze zu dem englischen System, unter welcher Bezeichnung man das der vorgedachten Tischhobelmaschinen versteht, die in England allgemeinere Verbreitung gefunden haben. Als Nachtheil der Grubenhobelmaschinen pflegt man meistens den Umstand anzuführen, daß auf ihnen eine so gute und genaue Arbeit wie auf den Tischhobelmaschinen deswegen nicht zu erzielen ist, weil der den Stichel tragende Querschlitten in Folge seiner geringeren Masse und weniger sicheren Führung leicht zu Erzitterungen des Stichels Veranlassung giebt, die bei den Tischhobelmaschinen nicht in gleichem Maße auftreten.

Wenn andererseits die Arbeitsbewegung bei der Bearbeitung sehr schmaler Flächen nur sehr kurz ist, so pflegt man ebenfalls dem Stichel die Arbeitsbewegung zu ertheilen, zu welchem Behufe derselbe in der Regel an dem freien Ende einer prismatischen Stange angebracht wird. Während diese Bauart der sogenannten Shapingmaschinen oder Bestoßmaschinen für geringe Hobellängen bis zu etwa 0,6 m große Bequemlichkeit in der Anordnung wie im Betriebe darbietet, eignet sie sich begreiflicherweise weniger in den Fällen, wo ein größerer Ausschub erforderlich ist, da alsdann das weit aus den Führungen frei hervortretende Ende der den Stichel tragenden Stange großen auf Klemmung und Biegung wirkenden Momenten aus-

gesetzt sein würde. Man nennt diese Maschinen wohl auch Feilmaschinen, weil sie vorzugsweise dazu dienen, die bei der Handarbeit mittelst der Feilen herzustellenden schmalen Flächen zu bearbeiten. In dieser Art, mit Verwendung einer den Stichel tragenden Stange oder Barre, werden immer die Nuthstoßmaschinen ausgeführt, bei denen die Arbeitsbewegung in senkrechter Linie erfolgt. Auch bei diesen Maschinen ist der Ausschub des Stichels aus dem angeführten Grunde nur gering, derselbe beträgt selten mehr als 0,5 m. Ebenso wendet man einen über oder neben dem Arbeitsstücke hin- und hergehenden Stichel bei den Specialmaschinen an, wie sie beispielsweise zum Hobeln von Radzähnen zuweilen im Gebrauch sind.

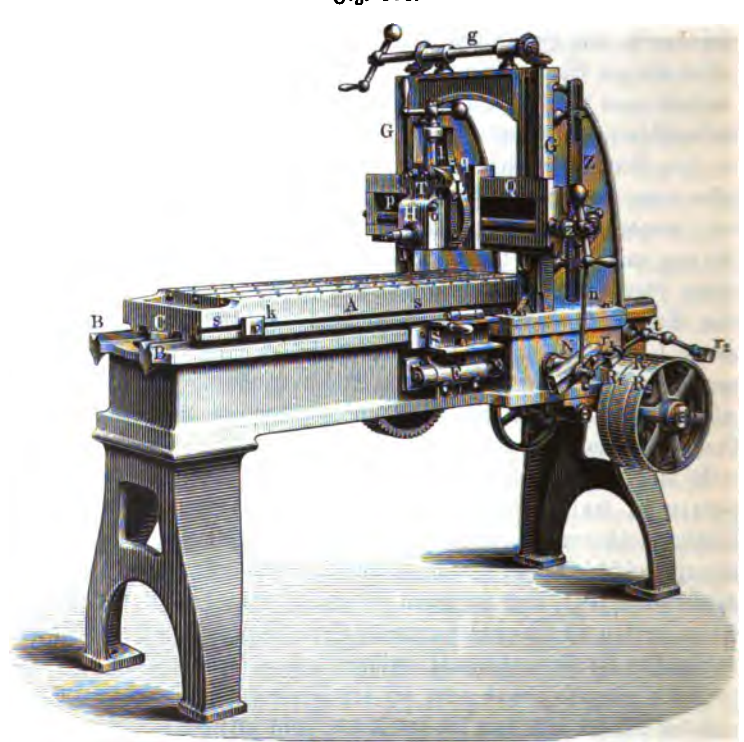
Was die zur Spanversetzung erforderliche Fortrückbewegung anbetrifft, so ertheilt man dieselbe bei allen Tischhobelmaschinen, sowie bei den Grubenhobelmaschinen ausnahmslos dem Stichel, während bei einzelnen, insbesondere den älteren Bestoßmaschinen zuweilen eine Fortrückung des Arbeitsstückes unter dem in fester Bahn hin- und hergehenden Stichel vorgenommen wird, wogegen man bei anderen Ausführungen dem Stichel sammt seiner Führung und dem zu seiner Bewegung angewandten Getriebe eine Versetzung über dem fest eingespannten Arbeitsstücke ertheilt. Bei den verticalen Stoßmaschinen erhält das Arbeitsstück die Fortrückbewegung, und es machen hiervon nur gewisse Zahnstoßmaschinen eine Ausnahme, indem man bei diesen die Fortrückung dem Stichel mittheilt. Bei allen Rundhobelmaschinen wird die Spanversetzung dagegen durch eine ruckweise Drehung des zu hobelnden Werkstückes bewirkt.

Es mag hier bemerkt werden, daß die zum Stemmen von Zapfenlöchern in Holz dienenden Maschinen in der Hauptanordnung mit den Nuthstoßmaschinen übereinstimmen, wenn auch das schneidende Werkzeug der Eigenthümlichkeit des zu verarbeitenden Materials entsprechend gewisse Verschiedenheiten zeigt; auch bei diesen Maschinen erhält der Meißel oder das Stemmeisen die hin- und hergehende Arbeitsbewegung, während die Fortrückung für die Spanversetzung meistens dem auf einem Tische befestigten Holzstücke mitgetheilt wird; nur bei der Bearbeitung sehr langer Holzstücke wird der Meißel über dem fest gelagerten Holze versetzt.

Tischhobelmaschinen. Eine kleine Tischhobelmaschine von einer viel gebräuchlichen Anordnung von Frister u. Roßmann in Berlin ist durch Fig. 538 (a. f. S.) versinnlicht. Man erkennt daraus in *A* die horizontale, auf ihrer oberen Fläche genau ebene Tischplatte, auf der die zu bearbeitenden Gegenstände durch Schrauben befestigt werden, zu deren Anbringung entsprechende Löcher und Nuthen vorgesehen sind, die sich im Inneren des Tisches zur Aufnahme der vorstehenden Schraubenköpfe entsprechend erweitern. Vermittelst zweier parallelen, aus der Unterfläche §. 151.

des Tisches hervorragenden Rippen von V=förmigem Querschnitte wird der Tisch in den genau passend gearbeiteten Furchen B des Gestelles oder Bettes der Maschine sehr sicher gerade geführt, und es wird die Bewegung auf ihn durch eine ebenfalls an der unteren Seite angebrachte Zahnstange C übertragen, in deren Zähne ein auf einer Queraxe angebrachtes Zahngetriebe eingreift. Die in der Figur nicht sichtbare Axe dieses Getriebes erhält ihre Umdrehung von der Betriebsaxe D aus durch zwischen geschaltete Zahn-

Fig. 538.



rädervorgelege, wie aus den späteren Erläuterungen sich ergeben wird. Zum Antrieb der Axe D sind auf derselben neben einander drei gleiche Riemscheiben R_1 R und R_2 von gleichem Durchmesser befindlich, von denen die mittlere R fest aufgekeilt ist, während die seitlichen R_1 und R_2 lose auf der Axe laufen, da sie als Leerscheiben zu dienen haben. Zwei Riemen, ein offener und ein gekreuzter, sind von der oberhalb aufgehängten Vorgelegswelle nach diesen Scheiben geführt, und zwar gehen dieselben auf die Leerscheiben R_1 und R_2, sobald die Maschine sich außer Betrieb befindet. Es

ist hieraus ersichtlich, daß die Axe D nach der einen oder anderen Richtung umgetrieben wird, je nachdem der offene oder der gekreuzte Riemen auf die mittlere Festscheibe R gelegt wird, und daß in Folge hiervon der Tisch hin- oder zurückgeführt wird.

Um das Versetzen der Riemen auf den Scheiben R in gehöriger Weise selbstthätig durch die Maschine zu bewirken, dient eine besondere Umsteuervorrichtung, die von dem Tische A in Wirksamkeit gesetzt wird, sobald derselbe sich dem Ende seines jedesmaligen Hubes auf der einen oder anderen Seite nähert. Bei der abgebildeten Maschine sind zu dem Ende in einem seitlich angebrachten Schlitze s zwei hervorstehende Knaggen oder Anstoßdaumen verstellbar angebracht, von welchen in der Figur nur der eine k sichtbar ist, und die den Zweck haben, bei dem Anstoßen gegen das kurze Schieberstück S demselben eine geringe Verschiebung nach der einen oder anderen Seite zu ertheilen. Diese Verschiebung des Stückes S kann in geeigneter Art zur Verschiebung der beiden Riemgabeln r_1 und r_2 benutzt werden, so daß dadurch die nöthige Umkehrung der Tischbewegung erzielt wird. Bei der abgebildeten Maschine bewirkt zu dem Ende der Schieber S mittelst eines hervorstehenden Zapfens, der in eine schraubenförmige Curvennuth der Axe E eintritt, eine geringe Drehung dieser Axe nach der einen oder anderen Richtung, wodurch ein auf dem inneren Ende dieser Axe angebrachter Arm die Verschiebung der die Riemgabeln tragenden Stange t vermittelt. Es ist leicht ersichtlich, daß man zu demselben Zwecke die Einrichtung noch in mannigfach geänderter Art treffen kann, so z. B. läßt man vielfach die Anstoßknaggen k abwechselnd von der einen oder anderen Seite gegen das obere Ende eines aufrecht stehenden Hebels wirken, der um einen darunter angebrachten wagerechten und zur Tischbewegung senkrechten Zapfen schwingt, und man kann dann durch passende Zugstangen oder Hebel die Schwingungen dieses Hebels auf die Riemgabeln übertragen.

Da die Arbeit des Hobelns nur stattfindet, während der Tisch nach der einen Seite verschoben wird, und zwar bei der abgebildeten Maschine während der Bewegung des Tisches von links nach rechts, so wird auch nur während dieses Hinganges die Geschwindigkeit des Tisches so klein bemessen, wie es für die gute Wirkung erforderlich ist, worüber in §. 147 die nöthigen Angaben gemacht wurden; dagegen pflegt man zur Verkürzung der ungenützt verstreichenden Zeit des leeren Rückganges den letzteren mit einer zwei- bis dreimal so großen Geschwindigkeit stattfinden zu lassen. Bei der hier betrachteten Maschine wird dies einfach dadurch erreicht, daß man auf der über der Maschine aufgehängten Vorgelegswelle für die beiden Riemen zwei besondere Riemscheiben von verschiedener Größe anordnet; wenn daher die Scheibe für den offenen Riemen, welcher den Rücklauf veranlaßt, doppelt so großen Durchmesser hat, wie diejenige des gekreuzten

Riemens, so muß der Rücklauf auch mit der doppelten Geschwindigkeit des Vorlaufes erfolgen. Anstatt dieser Einrichtung verwendet man auch vielfach zwei besondere Räderübersetzungen von entsprechend verschiedenem Uebersetzungsverhältnisse, und man kann in diesem Falle den Betrieb der Hobelmaschine mit einem einzigen Riemen bewirken, sobald man die Anordnung so trifft, daß bei dem Vorlaufe eine zweimalige Räderübertragung und bei dem Rücklaufe nur eine einmalige zwischen der Axe der Riemscheibe und der des Tischgetriebes zur Wirksamkeit kommt, wie später noch näher angeführt werden soll.

Der Stichel wird in dem Stichelhalter H durch eine oder mehrere Schrauben unwandelbar befestigt, so zwar, daß er sammt dem Stichelhalter eine geringe Drehung um den Querbolzen o annehmen kann, indem der Stichelhalter in Gestalt einer um diesen Querbolzen aufgehängten Klappe ausgeführt ist. Der diese Klappe zwischen zwei seitlichen Wangen aufnehmende Klappenträger T ist mit einem Schlittenstücke i verbunden, das zwischen parallelen Führungen des mit dem Namen der Lyra bezeichneten Stückes L vertical verschieblich ist. Zur Erzielung einer solchen Verschiebung dient eine in der Lyra befindliche Schraubenspindel l, deren Mutter mit i verbunden ist, so daß dieser Theil mit der Klappe und dem Stichel sich auf- oder abwärts bewegt, je nachdem die Schraube l an der oberhalb angebrachten Handhabe linksum oder rechtsum gedreht wird. Die Lyra selbst ist an dem Schlitten q angebracht, der quer über die ganze Tischbreite an dem mit prismatischen Führungen versehenen Querträger Q einer Verschiebung befähigt ist, die mittelst der Schraubenspindel p in ähnlicher Weise zu bewirken ist, wie die senkrechte Verschiebung des Schiebers i durch die Schraube l. Es ist hiernach ersichtlich, wie durch die Verschiebung des Stichels mittelst der Schraube p oder l die Erzeugung einer horizontalen oder verticalen Ebene an dem Arbeitsstücke zu ermöglichen ist. Um auch die Herstellung geneigter Flächen zu gestatten, hat man die Lyra L dergestalt um einen Mittelzapfen drehbar mit dem Querschlitten q verbunden, daß dadurch die Schraube l und die Führung von i unter der gewünschten Neigung gegen das Loth festgestellt werden kann.

Außer der gedachten Drehbarkeit der Lyra L auf dem Querschlitten q ist auch dem Klappenträger T die Möglichkeit gegeben, auf dem Verticalschlitten i um einen kleinen Winkel verdreht zu werden, zu welchem Zwecke der Klappenträger an seinem oberen Ende mit einem zu seinem Drehzapfen concentrischen Schlitze versehen ist, welcher die Feststellung des Klappenträgers und der Klappe mittelst zweier Schrauben gestattet. Der Zweck dieser Anordnung ist folgender. Die Befestigung des Stichels in einer um den Querbolzen o drehbaren Klappe dient dazu, dem Stichel bei dem Rückgange des Tisches eine mäßige Aufwärtsbewegung durch ein geringes Ueber-

kippen der Klappe nach vorn zu gestatten, damit die Stichelschneide, welche sonst mit großem Drucke in der soeben gehobelten Furche schleifen würde, sich nicht zu schnell abstumpfe. Es ist nun leicht zu ersehen, daß sich durch die mittelst der Klappe dem Stichel gewährte Beweglichkeit wohl dieser Zweck erreichen und ein Ablösen der Stichelschneide von dem Arbeitsstücke erzielen läßt, so lange man durch Benutzung der Querverschiebung auf Q eine horizontale Fläche hobelt. Wenn dagegen durch Benutzung der Schraube l eine verticale Fläche hergestellt wird, so kann durch das besagte Ueberkippen der Klappe bei dem Rücklaufe eine Ablösung der Stichelschneide nicht erfolgen, sobald der Querbolzen o senkrecht zu der Schraube und zu deren Verschiebungsrichtung steht. Der beabsichtigte Zweck wird in diesem Falle vielmehr nur erzielt werden können, sobald man den Querbolzen o gegen die zur Schraube l senkrechte Richtung ein wenig neigt, so daß die Stichelschneide sich bei dem Ueberkippen der Klappe in einer kreisbogenförmigen Bahn erhebt, welche von der an dem Arbeitsstücke erzeugten verticalen Fläche heraus nach außen gerichtet ist. Es ergiebt sich hieraus, daß die Neigung, die dem Querbolzen o bei Benutzung der Verticalverschiebung gegeben werden muß, entweder nach der einen oder nach der anderen Seite vorzunehmen ist, je nachdem der Stichel links oder rechts schneidet. Auch ergiebt sich, daß diese Bedingung nicht nur bei dem Hobeln verticaler Flächen, sondern überhaupt bei der Benutzung der Schraube l zur Stichelversetzung, also auch bei dem Hobeln geneigter Ebenen mittelst schräger Stellung der Lyra erfüllt werden muß.

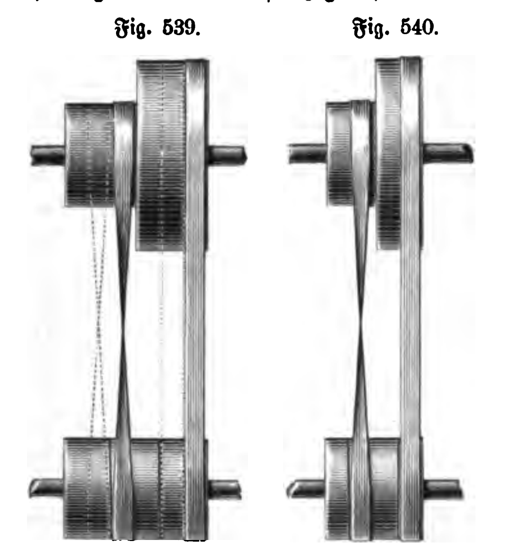
Man bemerkt aus der Figur, daß der Querträger Q ebenfalls einer verticalen Verstellung an den beiden Gestellständern G befähigt ist, und zwar dienen hierzu zwei im Inneren dieser Ständer angebrachte Schraubenspindeln, denen durch die Queraxe g mittelst zweier Winkelradvorgelege eine gleichzeitige und gleich große Umdrehung ertheilt werden kann. Diese Verstellung dient nicht zur Stichelfortrückung während des Betriebes, sondern sie hat nur den Zweck, den Stichel mit seinem Halter oder Support in eine der Dicke des zu bearbeitenden Gegenstandes entsprechende Höhe über dem Tische zu stellen, um in allen Fällen den Stichel nur wenig aus dem Stichelhalter heraustreten lassen zu müssen.

Die Fortrückung des Stichels um die Spandicke erfolgt nicht unmittelbar nach geschehenem Schnitte, sondern sobald der Rückgang beendet ist, und bevor der neue Schnitt stattfindet, weil dem Stichel der Rückgang erschwert werden würde, wenn man noch vor der Vollführung desselben die Verstellung vornehmen wollte. Es ist daher nöthig, die Bewegung des Tisches etwas größer anzunehmen, als die Hobellänge des Schnittes beträgt, damit die gedachte Fortrückung in der Zeit geschehen kann, während welcher der Stichel ganz außer Berührung mit dem Arbeitsstücke ist. Diese Fortrückung wird

bei den kleineren Hobelmaschinen in horizontaler Richtung immer selbstständig von der Maschine aus bewirkt, während man die verticale Verschiebung häufig aus freier Hand durch Umdrehung der Schraube l an ihrer Handhabe ausführt. Bei den größeren Hobelmaschinen pflegt man auch die Verstellung des Stichels in senkrechter und schräger Richtung selbstthätig vorzunehmen. Zur selbstthätigen Verstellung dient ein auf der Schraubenspindel an deren äußerem Ende befindliches Zahnrad z, dem vermittelst einer Schaltklinke eine geringe Drehung mitgetheilt wird, wie sie der Größe der beabsichtigten Verschiebung entspricht. Diese Schaltklinke wird gleichzeitig mit der Umsteuerung der Maschine bewegt, und zwar benutzt man in der Regel hierzu auch den Umsteuerungsmechanismus. Aus der Figur erkennt man das zu diesem Zwecke vorhandene Schubstängelchen n, dessen abwechselnd auf- und niedergehende Bewegung von dem geschlitzten Hebel N bewirkt wird, auf dessen Axe die Steuerungswelle E durch Kegelrädchen ihre schwingende Bewegung überträgt. Da der Hub dieses Stängelchens durch Versetzung ihres unteren Zapfens in dem Schlitze des Hebels N nach Belieben verändert werden kann, so ist hierdurch das Mittel gegeben, dem Stichel die der Dicke des zu hobelnden Spans entsprechende Verschiebung zu ertheilen. In Betreff dieses Schaltgetriebes, dessen Wirksamkeit aus dem in Th. III, 1 Angegebenen sich erklärt, möge hier nur bemerkt werden, daß durch besondere Vorrichtungen die Möglichkeit gewahrt bleiben muß, die Bewegung auf das Schaltrad der Schraube p in jeder Höhenlage des Querträgers Q zu übertragen. Dies wird vielfach in einfacher Weise dadurch erzielt, daß man die Schubstange n genau cylindrisch macht und nach oben hin verlängert, um sie dort in einem Auge zu führen, so daß sie mit dem von ihr bewegten Schalthebel in jeder Höhenlage des Querträgers durch eine Stellschraube fest verbunden werden kann. Bei der in der Figur dargestellten Maschine ist derselbe Zweck durch die Anordnung einer senkrecht verschieblichen Zahnstange Z erreicht, die mit einem an dem Querträger angebrachten Zahnrädchen stetig im Eingriffe verbleibt, so daß diese von der Zugstange n auf und nieder bewegte Zahnstange auch immer dieses Zahnrädchen in Schwingung versetzt, wie hoch man den Querträger Q auch gestellt haben möge. Die so veranlaßte Schwingung des zuletzt erwähnten Zahnrädchens kann dann zur Bewegung der Schaltklinke benutzt werden.

§. 152. **Bewegung des Tisches.** In welcher Weise die hin- und hergehende Bewegung des Tisches erzeugt wird, wenn derselbe mit einer der Länge nach angebrachten Zahnstange versehen ist, bedarf nach dem Vorhergehenden keiner weiteren Erläuterung, und es ist danach auch deutlich, wie die Umkehrung vermittelst zweier Riemen geschieht, von denen der eine offen und der andere

gekreuzt ist. Auch wurde schon angeführt, daß der Rücklauf einfach dadurch mit größerer Geschwindigkeit bewirkt werden kann, daß die beiden auf der Deckenvorgelegswelle angeordneten Betriebsscheiben entsprechend verschiedene Durchmesser erhalten. Von den drei hierbei auf der Antriebswelle der Maschine befindlichen Riemscheiben ist die mittlere die feste, während die beiden seitlich vorhandenen lose laufen. Wird, wie es meistens üblich ist, die Versetzung der beiden Riemgabeln gleichzeitig bewirkt, so hat jede von den drei Riemscheiben eine Breite gleich der doppelten Riembreite zu erhalten, wogegen auf der treibenden Deckenvorgelegswelle zwei verschieden große Scheiben anzubringen sind, deren Breite zu je drei Riembreiten zu bemessen ist, Fig. 539. In dieser Figur sind die Riemen für den Vorwärtsgang gezeichnet, und man erkennt daraus, daß zur Umsteuerung eine Verschiebung beider Riemen um die doppelte Riembreite erfolgen muß, daß also in dem Augenblicke der mittleren Riemstellung, wie sie durch die Punktirung angedeutet ist, auf die Hobelmaschine von keinem der beiden Riemen Bewegung übertragen wird, ein Umstand, auf den bei der Anordnung der Steuerung Rücksicht zu nehmen ist.

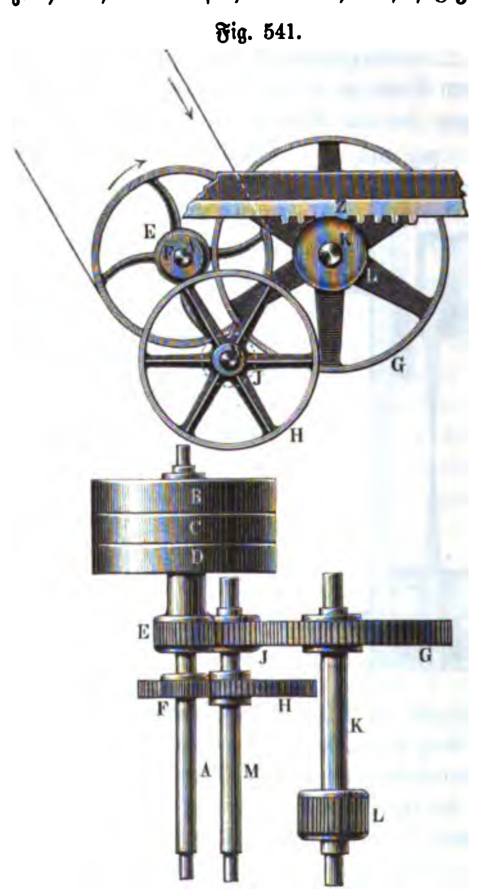

Fig. 539. Fig. 540.

Wenn in seltenen Fällen die Anordnung der Umsteuerung so getroffen wird, daß jede der beiden Riemgabeln gesondert, eine nach der anderen, ihre Verschiebung erhält, so genügt nach Fig. 540 für die beiden seitlich angebrachten Leerscheiben die einfache Riembreite, während die mittlere feste Scheibe doch die doppelte Breite erhalten muß, so lange die treibenden Scheiben auf der Vorgelegswelle verschiedene Durchmesser haben. Bei dieser Anordnung ist zur Umsteuerung immer zuerst die Verschiebung des treibenden Riemens von der Festscheibe auf seine Leerscheibe, also im Betrage einer Riembreite, und darauf eine ebenso große und gleichgerichtete Verschiebung des anderen Riemens von seiner Leerscheibe auf die feste erforderlich. Die zur Erzielung dieser Bewegung erforderliche Einrichtung ist indessen nicht einfach genug, um durch sie den Vortheil der geringeren Scheibenbreiten zu erkaufen, weswegen sie nur selten Anwendung

findet. Es ergiebt sich übrigens leicht aus den Figuren 539 und 540, daß die feste Riemscheibe nur die einfache Riembreite erfordert, sobald die Geschwindigkeit für den Rückgang die gleiche wie für den Vorgang ist, die beiden Scheiben auf der Vorgelegswelle daher durch eine cylindrische Trommel ersetzt werden können.

Um für den Betrieb der Hobelmaschine nur einen einzigen Riemen nöthig zu haben, wird vielfach die in Th. III, 1, Fig. 674 dargestellte Einrichtung angewandt, wie sie durch Fig. 541 versinnlicht wird. Hierbei dient die mittlere Scheibe C als Leerscheibe, B ist fest auf der Welle und D lose darauf, aber aus einem Stück mit dem Zahngetriebe E bestehend. Läuft der Riemen auf D, so wird die Triebwelle K des Tisches durch Vermittelung der beiden Zahnräder E und G linksum gedreht; führt man dagegen den Riemen auf B, so bewegt das auf A befestigte Zahngetriebe F durch das Rad H die Zwischenwelle M, welche nun erst durch J und G die Triebwelle K für den Tisch umdreht. Wegen der zweimaligen Räderübersetzung erfolgt diese Umdrehung nach rechts und mit entsprechend kleinerer Geschwindigkeit, wie sie für den Vorgang erforderlich ist.

Fig. 541.



Bezeichnet man durch die Buchstaben die Durchmesser oder die Zähnezahlen dieser Räder, so hat man das Verhältniß der beiden Geschwindigkeiten für den Rücklauf und den Vorgang:

$$n = \frac{E}{G} : \frac{F}{H} \cdot \frac{J}{G} = \frac{E}{F} \frac{H}{J},$$

oder, wenn $F = E$ gemacht wird, $n = \frac{H}{J}$. Es ist übrigens zu bemerken, daß jede der beiden Scheiben B und D, sobald die andere den Betrieb übernimmt, in einer Richtung umläuft, die derjenigen der angetriebenen Scheibe entgegengesetzt ist, und zwar ist hierbei die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe D während des Vorgangs n mal kleiner und diejenige von B bei dem Rücklauf n mal größer als die Geschwindigkeit des Riemens.

Anstatt des in die Zahnstange des Tisches eingreifenden Stirnrades wendet Sellers bei seinen Hobelmaschinen eine Schnecke oder Schraube an, deren Gängen entsprechend die Zahnstange mit schräg gestellten Zähnen versehen ist, wie Fig. 542 verdeutlicht, in welcher die über der Schnecke befindliche Zahnstange punktirt angegeben ist. Diese Schrägstellung der Zähne hat den Zweck, den Seitendruck zu vermeiden, welcher sich bei Anwendung gerader, zur Verschiebungsrichtung senkrecht stehender Zähne in Folge der gleitenden Reibung an den Gewindegängen der Schnecke einstellen müßte, und wovon man sich in folgender Art Rechenschaft geben kann. Bezeichnet α den Winkel, unter dem die Gewindegänge der Schnecke gegen deren zur Axe senkrechten Querschnitt geneigt sind, so hätte man die Axe A der Schnecke unter demselben Winkel gegen die Bewegungsrichtung des Tisches zu neigen, wenn die Zahnstange mit normalen, d. h. zur Länge der Zahnstange senkrechten Zähnen versehen sein sollte. In diesem Falle würde die von den Gewindegängen der Schnecke gegen diese Zähne ausgeübte Wirkung nach dem bekannten Gesetze über die Reibung gegen die Bewegungsrichtung der Zahnstange um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ geneigt sein, so daß der Druck P zwischen den Zähnen einen Seitendruck $P \sin \varrho$ auf den Tisch ausüben würde, der von den Prismenführungen aufzunehmen wäre. Wenn man dagegen diesen Seitendruck vermeiden will, so hat man der Axe der Schnecke eine Neigung $\alpha + \varrho$ gegen die Tischbewegung zu geben. Bei der in der Figur dargestellten Anordnung von Sellers, welche der unten angezeigten Quelle[1]) entnommen wurde, ist der Neigungswinkel der Gewindegänge $\alpha = 12^0$ und derjenige der Schneckenaxe gegen die Tischführung 24^0, so daß unter der Annahme eines Reibungswinkels gleich $\varrho = 12^0$ der gedachte Seitendruck vermieden ist.

Fig. 542.

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau.

Anstatt der Zahnstange wird bei den Hobelmaschinen von Whitworth eine Schraubenspindel zur Bewegung des Tisches benutzt, wie aus Fig. 543 [1]) ersichtlich ist, worin A die unter dem Tische angebrachte Schraubenspindel bedeutet, deren aus zwei Theilen M_1 und M_2 bestehende Mutter mit dem Tische fest verbunden ist. Da diese Maschinen mit einem drehbaren Stichelhalter versehen sind, welcher das Hobeln für beide Bewegungen des Tisches gestattet, so findet der Hingang und Hergang desselben mit gleicher Geschwindigkeit statt, und zwar wird zur Umkehr der Bewegung das in Th. III, 1, Fig. 650 angegebene conische Wechselgetriebe angewandt, wie es in Fig. 544 dargestellt ist. Hierbei empfängt das auf der Schraubenspindel befestigte Kegelrad A die Bewegung abwechselnd von dem Getriebe B oder C, von denen B fest auf der Vorgelegswelle D angebracht, während C mit der Riemscheibe R_1 verbunden ist.

Fig. 543.

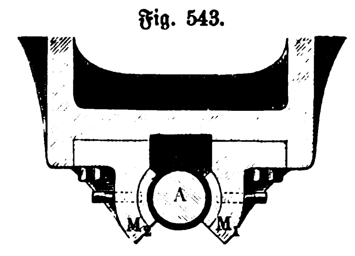
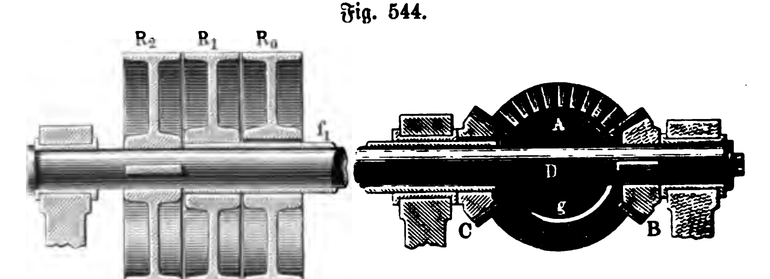


Fig. 544.



Die Riemscheibe R_2 ist ebenfalls auf der Axe D fest, während die Leerscheibe R_0 lose auf der Röhre läuft, durch welche die Verbindung von C und R_1 bewirkt ist.

Abweichend von den bisher beschriebenen Einrichtungen hat man zur Bewegung des Tisches von kleineren Hobelmaschinen, sowie namentlich auch zur Bewegung der den Stichel tragenden Barre von Feilmaschinen und Stoßmaschinen das Kurbelgetriebe verwendet. Um hierbei den Hub nach Bedarf zu verändern, ist der Kurbelarm mit einem Schlitze oder einer Schleife versehen, worin man den Kurbelzapfen verstellen kann, um dem Kurbelhalbmesser die erforderliche Länge gleich dem halben Hub zu geben. Diesem veränderlichen Kurbelhalbmesser entsprechend hat man, um die mittlere Geschwindigkeit des Tisches oder Stichelträgers in Einklang mit den

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau.

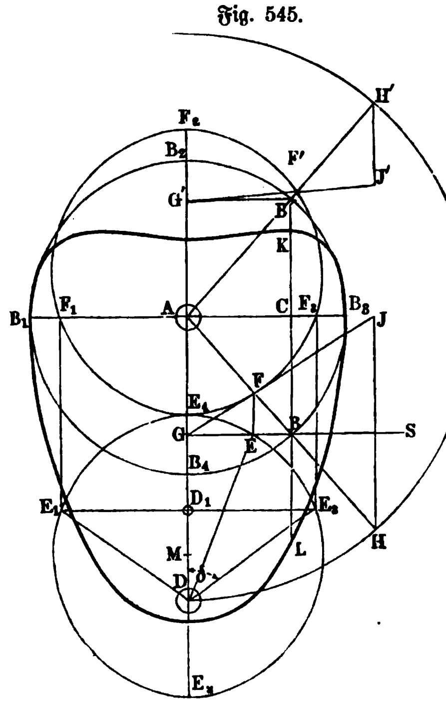
nach §. 147 für das Hobeln anzunehmenden Werthen zu bringen, auch die Umdrehungszahl der Kurbelwelle entsprechend zu verändern, derart, daß diese um so größer gewählt wird, je kleiner der Kurbelarm angenommen wird, und umgekehrt. Man bedient sich hierzu allgemein der aus Th. III, 1 bekannten Stufenscheiben, über deren Anordnung und Wirkungsweise an jener Stelle das Nähere angegeben wurde. Hierin unterscheidet sich der Antrieb der durch eine Kurbel bewegten Hobelmaschinen wesentlich von den vorbesprochenen Maschinen mit Zahnstangen oder Schraubenbewegung, welche Stufenscheiben nicht erfordern, da bei ihnen die Geschwindigkeit des Tisches von der Ausschublänge desselben nicht beeinflußt wird.

Selbstverständlich kann unter der Geschwindigkeit des durch eine Kurbel angetriebenen Tisches oder Stichels nur der mittlere oder durchschnittliche Werth derselben verstanden werden, da diese Geschwindigkeit der Eigenthümlichkeit des Kurbelgetriebes entsprechend von Null bis zu einem größten Werthe zunimmt, um gegen Ende des Schubes wieder auf Null herabzusinken. Um auch bei dem Kurbelantriebe einen beschleunigten Rückgang zu erhalten, kann man entweder die Kurbelwelle während der den Rückgang veranlassenden halben Umdrehung mit größerer Geschwindigkeit umdrehen, als sie für die andere Hälfte der Kurbeldrehung gewählt wird, die dem Vorwärtsgange zugehört, oder man verwendet ein solches Kurbelgetriebe, das vermöge seiner Anordnung bei gleichmäßiger Umdrehung des Kurbelarmes einen schnelleren Ausschub nach der einen Richtung bewirkt, als nach der entgegengesetzten.

In Bezug auf das zuerst angegebene Verfahren, wobei eine veränderliche Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbelwelle benutzt wird, ist auf die Anwendung von zwei elliptischen Rädern hinzuweisen, wie dieselben in Th. III, 1 näher besprochen worden sind, und wie sie bei kleineren Tischhobelmaschinen zuweilen Verwendung finden. In der Fig. 545 (a. f. S.) stellt A die Kurbelaxe und $B_1 B_2 B_3 B_4$ den Kurbelkreis vor, während der Betrieb auf A von der Axe D aus durch die beiden elliptischen Räder E und F übertragen wird. Steht die Kurbel in der Richtung der großen Axe von F, und geschieht die Schiebung auf den Tisch oder Stichelträger der Hobelmaschine durch eine hinreichend lange Stange senkrecht zu AD nach der Richtung von $B_1 B_3$, so erfolgt der Vorwärtsgang während einer Umdrehung der Axe D durch den Bogen $E_1 E_2 E_3$ hindurch, wogegen die Bewegung des Rückganges dem kleineren Drehungswinkel $E_3 E_4 E_1$ entspricht. In Th. III, 1 wurde angegeben, wie man für jede beliebige Stellung der Kurbel in AB oder AB' die zugehörige Geschwindigkeit des Schlittens mittelst der Constructionen $AHGJ$ und $AH'G'J'$ finden kann, und es ergab sich durch Auftragen der so gefundenen Geschwindigkeit HJ und $H'J'$ zu beiden Seiten von $B_1 B_2$ gleich CL und CK die Curve $B_1 K B_3 L$, die

von den Geschwindigkeiten des Schlittens ein anschauliches Bild giebt. Insbesondere ist aus dem Verlaufe des oberhalb von $B_1 B_3$ gelegenen Curventheils zu ersehen, daß die Geschwindigkeit bei dem Hobeln von dem Nullwerthe in B_1 sehr schnell sich zu einem Betrage erhebt, der während des ganzen Vorwärtsganges nur wenig veränderlich ist, um sich gegen das Ende der Arbeitsbewegung ebenso schnell wieder bis zu Null in B_3 zu verkleinern. Der Rückgang dagegen erfolgt entsprechend dem unteren Curvenzweige mit einer großen Beschleunigung während der ersten Hälfte und einer gleichen Verzögerung in der zweiten.

Fig. 545.



Bedeutet $2a$ die Entfernung der beiden Axen AD und bezeichnet δ den Winkel E_4DE_3, so ist das Verhältniß der für den Vorwärts- und den Rückgang erforderlichen Zeiten durch $\frac{180 - \delta}{\delta}$ ausgedrückt. Man erhält die Größe der Excentricität für die Ellipsen durch

$$e = a \frac{\cos \delta}{1 + \sin \delta}.$$

Bezeichnet w die constante Winkelgeschwindigkeit von D und r die Länge des Kurbelarmes, so bestimmen sich die beiden Geschwindigkeiten in der Mitte des Schubes bei dem Vor- und Rückgange zu

$$c_1 = r w \frac{a - e}{a + e} \text{ u. } c_2 = r w \frac{a + e}{a - e},$$

wenn die Länge der Schubstange hinreichend groß vorausgesetzt wird, um von deren Neigung gegen die Schubrichtung absehen zu dürfen.

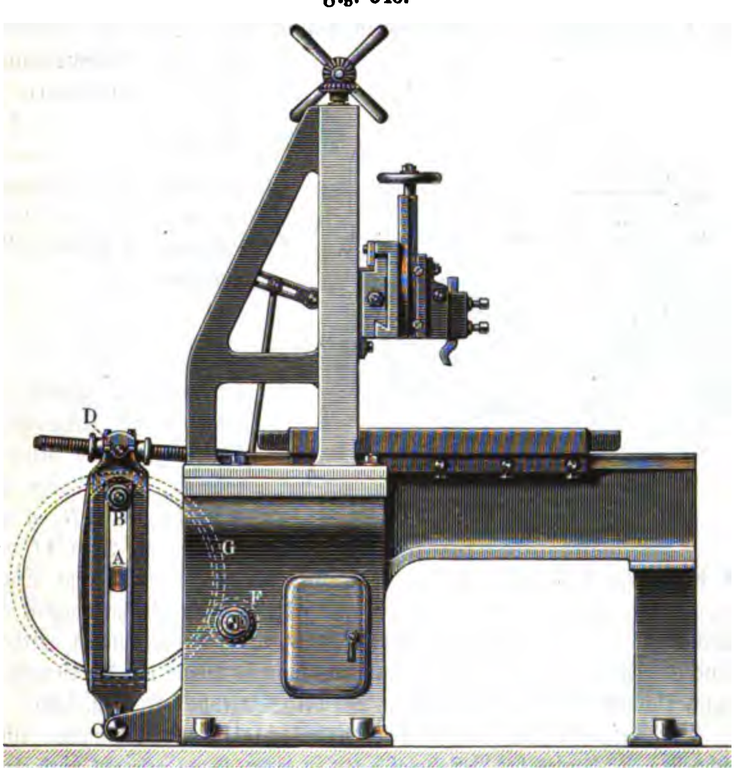
Zur Erzielung eines schnellen Rücklaufes hat man insbesondere die Getriebe der oscillirenden und der rotirenden Kurbelschleife in Anwendung gebracht, hinsichtlich deren auf das in Th. III, 1 darüber Gesagte verwiesen werden kann, so daß hier die folgenden Bemerkungen genügen.

Bei der Verwendung der oscillirenden Kurbelschleife zu Hobelmaschinen, Fig. 546, wird die Kurbelwelle A mit gleichmäßiger Geschwindigkeit umgedreht, wobei der Kurbelzapfen B mit einem darauf befindlichen Gleitlager in dem Schlitze des um C schwingenden Hebels CD sich verschiebt, an

dessen freiem Ende bei *D* die Schubstange für die Bewegung des Hobelschlittens angebracht ist. Da der Kurbelzapfen *B* in verschiedenem Abstande von *A* befestigt werden kann, gemäß der jeweiligen Länge des zu erzielenden Ausschubes, so empfängt die Kurbelwelle eine mehr oder minder große Umdrehungsgeschwindigkeit vermittelst einer Stufenscheibe auf der Vorgelegswelle *E*, die der Kurbelwelle die Bewegung durch die beiden Stirnräder *F* und *G* mittheilt. Die Schubstange ist dabei mittelst des auf ihr befind-



Fig. 546.

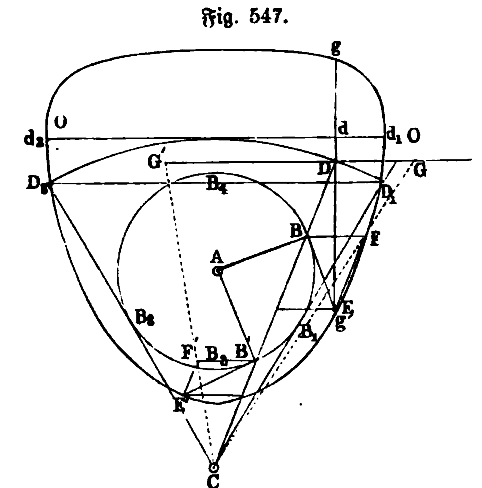


lichen Schraubengewindes und zweier Muttern derartig in ihrer Länge veränderlich gemacht, daß man das auf dem Tische befestigte Arbeitsstück zu Beginn des Hubes immer in die richtige Stellung vor der Stichelschneide bringen kann, wie groß man auch den Ausschub gewählt haben möge. Bei den Bestoßmaschinen, bei welchen dieser Mechanismus eine häufigere Verwendung findet, pflegt man den letztgedachten Zweck nicht durch eine Veränderung in der Länge der Schubstange, sondern in der Regel durch eine

Versetzung des Zapfens zu erzielen, an dem die Schubstange den Stichelträger ergreift.

Ueber die Wirkungsweise dieses Getriebes giebt die Fig. 547 Aufklärung. Es ist daraus ersichtlich, daß die Größe des Ausschubes unter Annahme einer hinlänglichen Länge der Schubstange, deren mittlere Lage etwa in GG' gegeben sein mag, durch $D_1 D_3$ dargestellt ist, so daß die diesen Punkten zugehörigen Lagen der Schwinge CD den Kurbelkreis in B_1 und B_3 berühren. Daher verhalten sich die Zeiten des Vorwärtsganges und des Rücklaufes wie die Kreisbögen $B_1 B_4 B_3$ und $B_3 B_2 B_1$, und man erhält die Geschwindigkeit des Schlittens in den mittleren Lagen der Schwinge bei dem Vorwärtsgange, wenn die Kurbelwarze in B_4 steht, zu $c_1 = v \frac{l}{a+r}$, während bei dem Rücklaufe, in der Stellung des Kurbelzapfens in B_2, diese Geschwindigkeit zu

Fig. 547.



$$c_2 = v \frac{l}{a-r}$$

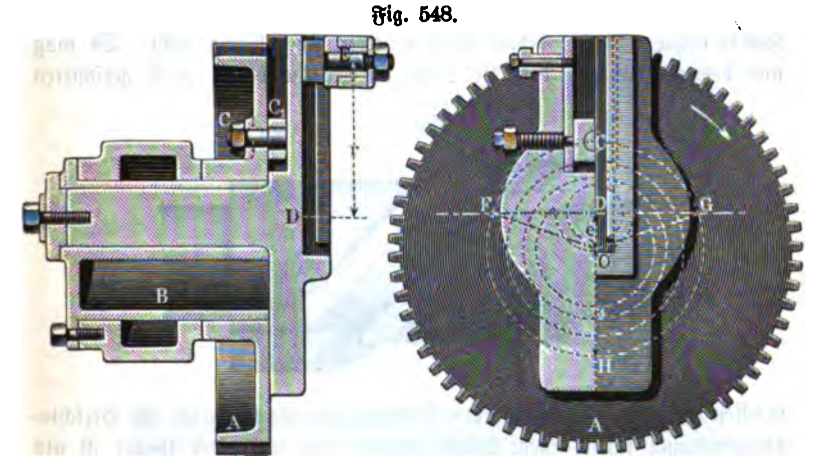
sich berechnet. Hierin bedeutet v die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens, r die Länge des Kurbelarmes AB, a den Abstand der Axen AC und l die Länge CD der Schwinge. Die in der Figur angegebene Curve $d_1 g d_2 D_3 g$ stellt in ähnlicher Art wie in Fig. 545 die Geschwindigkeit des Schlittens für jeden Punkt des Weges $D_1 D_3$ durch die Ordinaten oberhalb und unterhalb der Linie OO vor, und man kann in Bezug auf die Bewegung ganz ähnliche Bemerkungen machen, wie bei Gelegenheit der Fig. 545.

Die Art, wie die rotirende Kurbelschleife zur Erzeugung eines schnellen Rücklaufes bei Bestoßmaschinen in Anwendung gebracht wird, zeigt Fig. 548[1]), welche die von Whitworth angegebene und nach ihm oft benannte Einrichtung vorstellt. Der Antrieb erfolgt hierbei auf das Stirnrad A, das auf die in dem Lagergestell befestigte Hülse B lose aufgesteckt und mit dem als Kurbelwarze dienenden Zapfen C versehen ist. In einer excentrischen Bohrung dieser Hülse dreht sich die vordere Schlitz-

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau. Diesem Werke sind auch die Figuren 550 bis 555 entnommen.

kurbel D mit ihrer Axe, und zwar empfängt dieselbe ihre Bewegung von dem Kurbelzapfen C des Rades A, indem dieser Zapfen mittelst eines Gleitstückes C_1 in eine auf der Rückseite von D angebrachte Führungsnuth eingreift. Der zur Bewegung des Stichelträgers dienende Kurbelzapfen E ist in dem vorderen Schlitz der Kurbel D verstellbar gemacht, so daß man durch die Verstellung dieses Zapfens dem Ausschub des Schlittens die gewünschte Größe geben kann, die sich gleich dem doppelten Abstande des Zapfens E von der Axe D wie bei jeder gewöhnlichen Kurbel ergiebt. Offenbar bestimmt die wagerechte Lage FG der Kurbel D in den beiden Schnitten F und G mit der Kreisbahn von C die den Wechseln der Schlittenbewegung zugehörigen Stellungen des Zapfens C, und man erhält

Fig. 548.



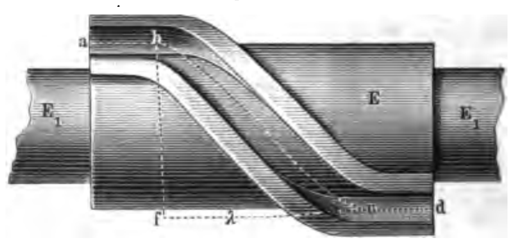
wiederum das Verhältniß der Zeiten für den Vorschub und den Rücklauf gleich demjenigen der beiden Kreisbögen GHF und FCG.

Bezeichnet man hier mit e die Excentricität OD der beiden Axen von A und D, ist a der Abstand OC des Zapfens C von der Drehaxe des Rades A, und setzt man wieder den Kurbelhalbmesser DE gleich r, so ergiebt sich bei einer Geschwindigkeit v des Zapfens C die Geschwindigkeit des Schlittens in der Wegmitte bei dem Vorwärtsgange zu: $c_1 = v \frac{r}{a + e}$ und für den Rückgang zu: $c_2 = v \frac{r}{a - e}$.

Die in den einzelnen Punkten der Bewegung stattfindenden Geschwindigkeiten kann man durch ein Diagramm in ähnlicher Art, wie in Fig. 545 und 547, zur Anschauung bringen, der Entwurf einer solchen graphischen Darstellung wird Schwierigkeiten nicht bieten.

§. 153. **Umsteuerungen.** Wie schon in §. 151 angeführt worden ist, erfolgt die selbstthätige Umsteuerung der Tischbewegung bei den Hobelmaschinen, deren Betrieb nicht durch eine Kurbel geschieht, durch zwei an dem Tische angebrachte Anschlagstifte oder Stoßknaggen, deren Stellung an dem Tische nach Belieben dem jeweiligen Ausschube desselben entsprechend verändert werden kann. Bei der durch Fig. 538 erläuterten Maschine treffen diese Knaggen am Ende des Schubes gegen einen kleinen Schlitten, der mit einem nach unten hervorragenden Stifte in die Nuth $abcd$ des auf einer Hülsaxe E_1 befindlichen Cylinderstückes E eintritt, Fig. 549, wodurch diesem Stücke und der Axe E_1 eine Umdrehung um einen bestimmten Winkel α nach rechts oder links ertheilt wird. Wie man diese schwingende Bewegung von E_1 zur Verschiebung der die Riemgabeln tragenden Schiene mit Hülfe eines Hebels benutzen kann, bedarf einer weiteren Ausführung nicht. Es mag nur bemerkt werden, daß die Nuth an der die beiden axial gerichteten

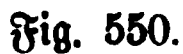
Fig. 549.

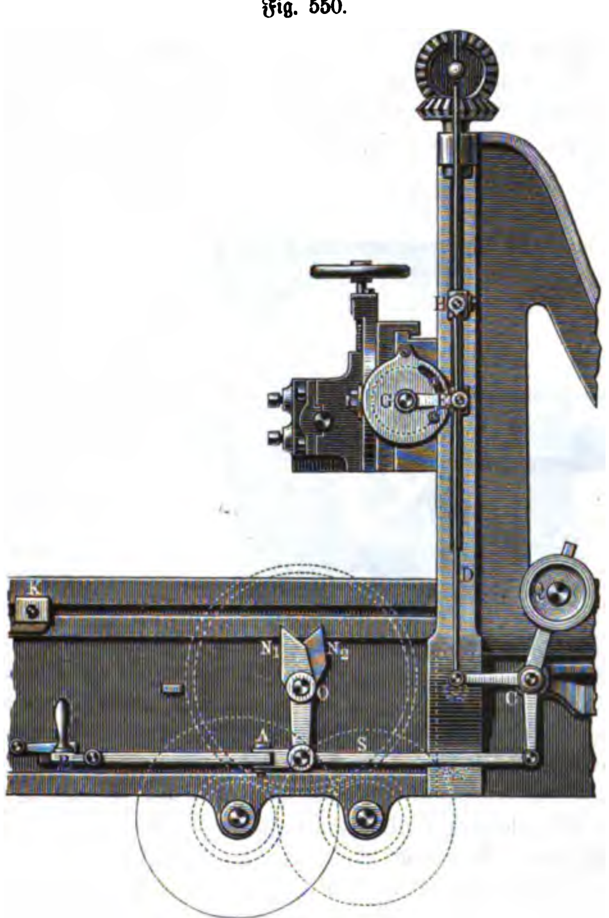


Stellen ab und cd verbindenden Uebergangsstrecke bc gegen die Verschiebungsrichtung unter einem Winkel geneigt sein muß, der kleiner ist als $90^0 - \varrho$, unter ϱ den Reibungswinkel verstanden, wenn die beabsichtigte Wirkung überhaupt stattfinden soll. Die zu der gedachten Drehung des Curvenstückes E um den Winkel α erforderliche Verschiebung bestimmt sich durch die Länge $fc = \lambda$, um welche die Endpunkte der gedachten Uebergangsstrecke in der Richtung der Axe von einander entfernt sind. Da nun die Schwingung der Axe E_1 ebenfalls auch zur Fortrückung des Stichels benutzt wird, so ist ersichtlich, daß die dem Tische mitzutheilende Bewegung die Arbeitslänge des Werkstückes mindestens um jenen Betrag λ übertreffen muß, damit eine Schaltung des Stichels nicht erfolge, während derselbe noch mit dem Arbeitsstücke in Verbindung ist.

Eine sehr gebräuchliche Umsteuerung für Hobelmaschinen ist durch Fig. 550 dargestellt. Hierbei wirken die durch Klemmschrauben an dem Tische befestigten Anstoßknaggen K abwechselnd gegen die eine oder andere der beiden Nasen N_1 und N_2 eines um O drehbaren Hebels, dessen unteres Ende die entsprechende Verschiebung der Stange S bewirkt. Diese Stange veranlaßt

durch einen bei A angeschlossenen Winkelhebel B die Verstellung der Riemgabel in einer zur Zeichnungsebene senkrechten Richtung, während der Winkelhebel C dazu dient, die senkrechte Schubstange D zu bewegen, wodurch der Schalthebel E mittelst einer Schiebklaue das auf der Schraubenspindel G befestigte Schaltrad um einen oder mehrere Zähne fortschiebt, so daß hier-


Fig. 550.

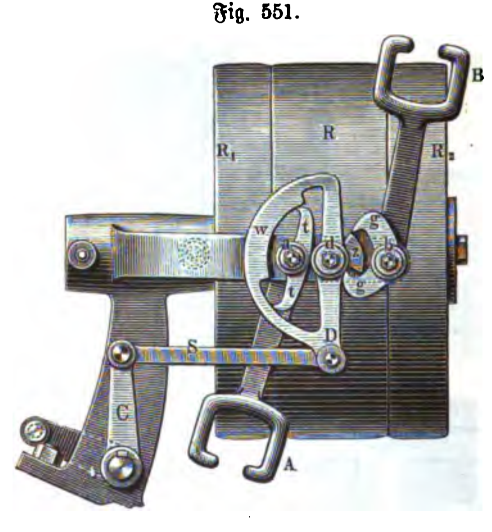


durch die gewünschte Querverstellung des Supports erzielt wird. Da der letztere je nach der Höhe des Arbeitsstückes in verschiedener Höhenlage eingestellt werden muß, so ist die Möglichkeit einer steten Bewegungsübertragung auf die Querschraube G dadurch erzielt, daß die Schubstange D in der ganzen Höhe durchgeführt ist, und mittelst der darauf verstellbaren

Hülse H immer die Verbindung mit dem Schalthebel E bewirkt werden kann. Bei anderen Maschinen wird dieser Zweck durch die Verwendung einer senkrecht verschieblichen Zahnstange erreicht, die mit einem auf der Querschraube befindlichen kleinen Zahnrade in stetigem Eingriffe ist, wie dies bereits gelegentlich der Fig. 538 angeführt wurde. Dieses während der Umsteuerung in kleinem Bogen schwingende Zahnrad ist mit der Schiebklinke für die Querschaltung verbunden.

Ein auf der Axe des Winkelhebels C angebrachtes Gewicht Q hält nicht nur den Steuerapparat in seinen beiden Grenzlagen fest, sondern hilft auch die mittlere Todtlage überwinden, in welcher ein Antrieb auf die Hobelmaschine von dem Riemen nicht erfolgen kann, da derselbe hierfür auf die Losscheibe läuft. Denselben Zweck hat man bei anderen Umsteuerungen auch durch Federn erreicht, wie aus den folgenden Beispielen hervorgeht.

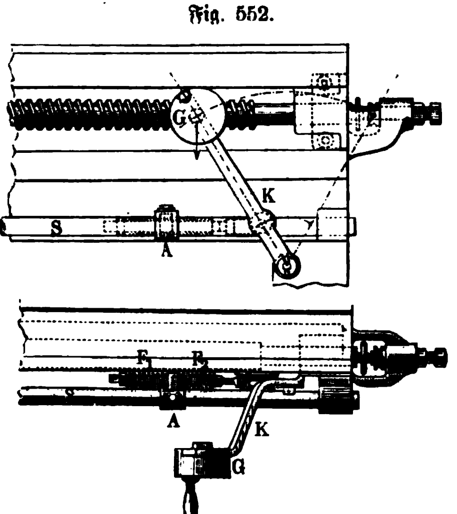
Fig. 551.



Die in Fig. 551 dargestellte Umsteuerung, wie sie von Sellers bei seinen Hobelmaschinen verwendet wird, ist in der Weise eigenthümlich, daß jeder der beiden Riemen, von denen der eine offen und der andere gekreuzt ist, unabhängig von dem anderen verschoben wird, zu welchem Ende die beiden Riemgabeln A und B um gesonderte Bolzen a und b drehbar sind. Die Umsteuerung bewirkt hierbei der Hebel D, der um einen zwischen den beiden Riemgabelaxen befindlichen Bolzen d schwingt, sobald er durch die Wirkung der am Tische befestigten Anstoßknaggen mittelst des Winkelhebels C und der Schubstange S bewegt wird. Dieser Hebel ist einerseits mit dem Zahne z versehen, der auf die Zinken einer auf der Axe von B befindlichen Gabel g einwirkt, während andererseits mit dem Steuerhebel D der halbkreisförmige Bogen w verbunden ist, dessen beide Ansätze im Inneren auf die Zinken des mit a verbundenen Doppelarmes t einwirken. In der gezeichneten Lage, welche der mittleren Todtstellung entspricht, laufen die beiden Riemen auf die beiderseits angeordneten Losscheiben R_1 und R_2, so daß eine Bewegungsübertragung in diesem Augenblicke durch die Riemen nicht erfolgt.

Schiebt man dagegen die Stange S nach links, so gelangt in Folge der Wirkung von z auf g der durch B laufende Riemen auf die rechte Hälfte der festen Scheibe R, so daß der Tisch nach der einen Richtung bewegt wird. Wenn man nach erfolgtem Ausschube des Tisches dann den Steuerhebel D aus seiner äußersten Lage links wieder nach rechts bewegt, so wird zunächst die Gabel B wieder über die Losscheibe R_2 geführt, und bei einer weiteren Bewegung des Steuerhebels über die mittlere Lage hinaus gelangt die Gabel A durch die Wirkung der Ansätze von w auf den Doppelhebel t über die linke Hälfte der Festscheibe R, so daß nunmehr dem Tische die entgegengesetzte Bewegung ertheilt wird. Die Zähne des Steuerhebels und die Nasen der mit den Riemgabeln verbundenen Arme sind demnach so zu formen, daß bei jeder Umsteuerung immer zunächst der treibende Riemen vollständig auf seine Leerscheibe übergeführt wird, und daß erst, wenn dies geschehen ist, eine Ueberführung des anderen Riemens auf die Festscheibe erfolgt. Da die beiden Riemen von zwei verschieden großen Trommeln auf der Deckenvorgelegswelle ablaufen, so erreicht man bei dieser Maschine in einfacher Art den schnellen Rücklauf.

Fig. 552.



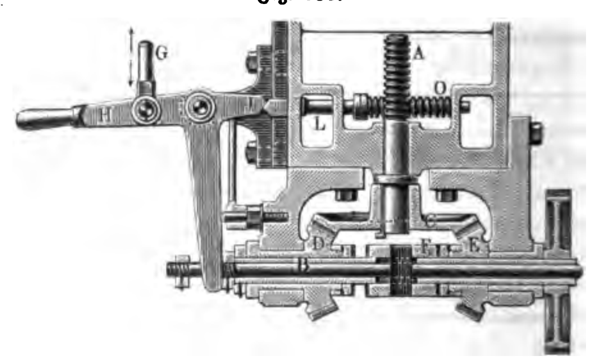
In welcher Weise man vermittelst Federn die Ueberwindung des Todtpunktes erzielen kann, geht aus Fig. 552 hervor. Hierbei empfängt die an dem Bett der Maschine entlang geführte Stange S durch die Wirkung der Anstoßknaggen eine Verschiebung, die sie mittelst eines Bolzens B auf den mit Fallgewicht versehenen Kipphebel K überträgt. Dieser Bolzen, der durch ein Gelenk an den Kipphebel K angeschlossen ist, empfängt die Bewegung von dem auf der Stange S befestigten Auge A durch die Vermittelung von zwei Schraubenfedern F_1 und F_2, die, lose auf den Bolzen B aufgeschoben, zwischen dem Auge A und den beiderseitigen Ansätzen des Bolzens befindlich sind. Hiernach ist es klar, daß bei einer Verschiebung der Stange S nach rechts zunächst ein Zusammendrücken der Feder F_2 bis zu solchem Betrage stattfindet, daß die auf den Kipphebel K wirksame Kraft eine Bewegung desselben nach rechts zur Folge hat, und daß in der mittleren Todtstellung des Kipphebels die Spannung der Feder eine

weitere Bewegung über diese Lage hinaus und ein Ueberkippen nach rechts veranlaßt. Hat der Schwerpunkt des Gewichtes G den Abstand l von der Axe des Kipphebels und ist der Angriffspunkt des Bolzens um die Länge a von dieser Axe entfernt, so erhält man die Kraft P, bis zu welcher die Feder zusammengedrückt wird, bevor der Hebel sich bewegt, durch die Gleichung

$$P a \cos \alpha = G l \sin \alpha \text{ zu } P = G \frac{l}{a} tg \alpha;$$

wenn G das Gewicht und α den Neigungswinkel des Kipphebels gegen die senkrechte Stellung in der äußersten Grenzlage bedeutet. Da mit abnehmender Größe von α die zur Bewegung des Hebels erforderliche Kraft jener Formel gemäß stetig abnimmt, so erkennt man hieraus, daß die Feder die zuvor angegebene Wirkung ausübt.

Fig. 553.



Es möge bei dieser Gelegenheit noch eine eigenthümliche Anordnung der Umsteuerung angeführt werden, wie sie bei manchen Langlochbohrmaschinen zur Anwendung gekommen ist. Hierbei geschieht die Längsbewegung des Schlittens, der die Bohrspindel trägt, durch eine Schraubenspindel A, Fig. 553, der von einer Queraxe B eine Drehung in dem einen oder anderen Sinne ertheilt wird, je nachdem das Kegelrad C der Schraubenspindel von dem Getriebe D oder E der Queraxe angetrieben wird. Diese beiden Getriebe sitzen lose auf der Queraxe B, und können mit derselben durch die verschiebliche Kuppelungshülse F verbunden werden, zu welchem Zwecke nicht nur diese Hülse beiderseits, sondern auch die Naben der Getriebe mit entsprechenden Zähnen versehen sind. Zur Verschiebung dient eine die hohle Queraxe B durchsetzende Stange, die mittelst eines durch einen Schlitz heraustretenden Querkeils die Hülse ergreift, und welche die zur Umsteuerung erforderliche Verschiebung von dem Winkelhebel H empfängt, dessen Schwingung durch die Zugstange G von den Anstoßknaggen des

Bohrschlittens in der gewöhnlichen Weise veranlaßt wird. Dieser Winkelhebel *H* ist rückwärts zu dem Arme *J* verlängert, der mit seiner keilförmigen Endigung gegen einen entsprechenden Keil oder eine Schneide trifft, die an dem freien Ende des Bolzens *L* befindlich ist. Da dieser Bolzen durch die auf ihn geschobene Schraubenfeder *O* stetig nach außen gedrückt wird, so findet vermöge dieser Anordnung ein Feststellen des Winkelhebels in den beiden Grenzlagen statt, die dem eingerückten Zustande der Kuppelung entsprechen. Bei erfolgender Umsteuerung drückt der Winkelhebel mittelst der einen Seitenfläche der keilförmigen Endigung bei *J* zunächst den Federbolzen zurück, so daß in der mittleren Stellung, in welcher die beiden Schneiden sich scharf gegen einander stützen, die geringste Bewegung genügt, um durch den Druck der Feder den Winkelhebel in die entgegengesetzte Grenzlage zu versetzen. Es genügt zu dieser geringen Bewegung die in den bewegten Massen vorhandene lebendige Kraft, denn sonst wäre eine Umsteuerung gar nicht möglich, da in der Mittelstellung des Steuerapparates, für welche die Kuppelungshülse mit keinem der beiden Getriebe in Verbindung ist, eine Bewegung auf die Schraubenspindel *A* und daher auf den Schlitten mit den Anstoßknaggen gar nicht übertragen wird.

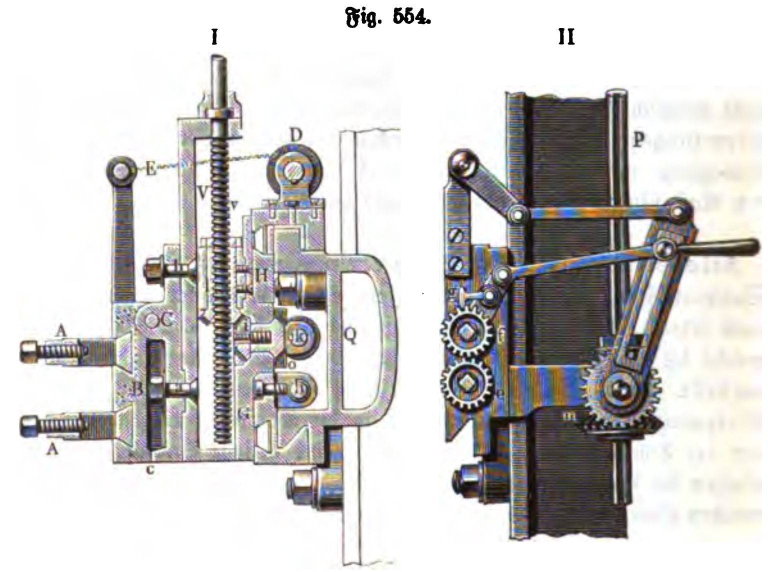
§. 154

Stichelführung. Die Art der Befestigung des Stichels in dem Support, sowie die Bewegung, die dem Stichel behufs der Spanversetzung nach jedem Schnitte ertheilt wird, ist aus Fig. 554 (a. f. S.) ersichtlich, welche die Einrichtung bei einer Maschine nach dem Sellers'schen Systeme darstellt. Man erkennt in der Figur in *A* die beiden Bügel, die zum festen Einspannen des Stichels dienen und in die Klappe *B* eingeschoben sind, der bei dem Rückgange des Hobeltisches eine geringe Drehung um einen Bolzen im Klappenträger *C* gestattet ist. Während diese Drehung bei den meisten Hobelmaschinen von selbst, nämlich dadurch erfolgt, daß die Stichelschneide auf dem Arbeitsstücke schleift, wird hier das erwünschte Aufkippen des Stichels von der kleinen Rolle *D* aus mit Hülfe eines Riemens oder einer Schnur *E* erzielt, die einerseits an der Rolle *D* und andererseits an einem mit der Klappe *B* verbundenen Arme befestigt ist. Dieser Rolle wird nach jedesmaligem Wechsel der Tischbewegung durch den Umsteuerapparat eine geringe Drehung in der einen oder anderen Richtung ertheilt, so daß vor dem beginnenden Rückgange des Tisches durch Aufwickelung der Schnur auf die Rolle *D* die Klappe *B* aufgekippt und die Stichelschneide in eine erhobene Lage gebracht wird, in der sie während des ganzen Rückganges verbleibt, bis vor dem Beginne des darauf folgenden Vorwärtsganges durch die entgegengesetzte Umdrehung von *D* und Abwickelung der Schnur der Stichel wieder in die für den Schnitt erforderliche Stellung zurückkehrt. Die Klappe stemmt sich hierbei in Folge des bei dem Schneiden auf den

Stichel ausgeübten Widerstandes fest gegen den Ansatz c an dem Klappenträger.

Die Figur läßt erkennen, wie der Klappenträger C mittelst der beiden Schrauben a und b mit dem Verticalschlitten V verbunden ist, und man kann der Klappe dabei eine kleine Drehung um den Bolzen a nach links oder rechts ertheilen, zu welchem Ende der Träger C für den Bolzen b mit einem kreisbogenförmigen, um a concentrischen Schlitze versehen ist. Es wurde schon oben angegeben, daß eine dem entsprechende Neigung der Klappe erforderlich ist, sobald die Versetzung des Stichels durch die Schraube v des Verticalschlittens V geschieht, weil man durch das Aufkippen der Klappe ein Ablösen der Stichelschneide von der gehobelten Fläche nicht würde er-

Fig. 554.



reichen können, wenn die Drehaxe, um welche dieses Aufklappen erfolgt, senkrecht zu der Schraube v wäre. Die Verstellung des Stichels in verticaler Richtung wird durch die Umdrehung der Schraubenspindel v bewirkt, indem diese Spindel mit dem verschieblichen Schlittenstücke V derart verbunden ist, daß sie wohl einer Drehung, aber nicht einer Verschiebung gegen dieses Schlittenstück befähigt ist, und da andererseits die zugehörige Mutter dieser Spindel unwandelbar fest mit dem Führungsstücke G vereinigt ist, so wird bei einer Umdrehung der Spindel dieselbe und mit ihr auch das Schlittenstück V die beabsichtigte Verschiebung annehmen. Man hat in dem vorliegenden Falle diese Anordnung einer an der Verschiebung theilnehmenden Schraubenspindel gewählt, entgegen der meist gebräuchlichen Einrichtung

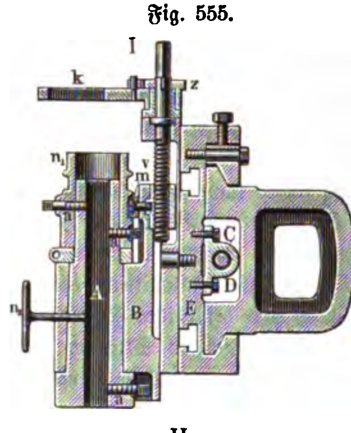
einer verschieblichen Mutter, wie sie auch für die horizontale Bewegung durch die Schraubenspindel h in Anwendung gebracht ist, weil man dadurch in bequemer Weise eine selbstthätige Verticalverschiebung des Stichels erzielen kann. Zu diesem Behufe ist nämlich das Muttergewinde für die Schraube v in einer cylindrischen Hülse l enthalten, die in einem Halslager am festen Führungsstücke G drehbar gelagert ist, und der man mit Hülfe der kleinen Kegelradgetriebe i und o von der Axe k aus eine Umdrehung ertheilen kann. In diesem Falle der selbstthätigen Schaltung des Stichels muß die Schraubenspindel v in irgend welcher Weise, etwa durch eine Klemmschraube, an der Umdrehung verhindert werden, während die Verstellung mit der Hand durch Umdrehung der Schraube v mittelst einer auf den oberen vierkantigen Theil gesetzten Handkurbel geschieht.

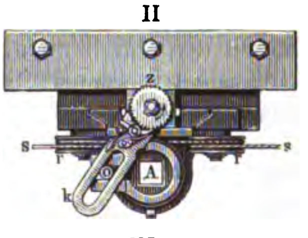
Damit der Selbstgang auch Verwendung finden kann, wenn der Verticalschlitten in eine gegen das Loth geneigte Stellung zum Behufe des Hobelns schräger Flächen gebracht ist, muß die Anordnung so getroffen werden, daß die Axe, um welche das Führungsstück G des Verticalschlittens oder die sogenannte Lyra gedreht werden kann, mit der Axe der beiden Kegelrädchen i und o zusammenfällt, damit auch bei einer geneigten Stellung dieses Führungsstückes die Bewegungsübertragung zwischen der Welle k und der Mutter l ermöglicht bleibt. Die in dem Hauptquerträger Q gelagerte Welle k ist, um in jeder Stellung des Querschlittens H die Bewegung vermitteln zu können, der ganzen Länge nach mit einer Nuth versehen, in die ein im Inneren des treibenden Kegelrädchens o befindlicher Stift eingreift; dieses Rädchen wird natürlich gezwungen, an der Verschiebung des Horizontalschlittens Theil zu nehmen.

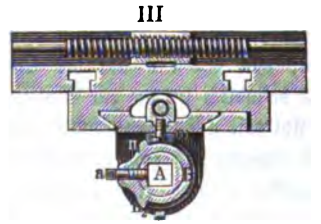
Die wagerechte Verschiebung des Querschlittens H auf dem mit prismatischen Führungen versehenen Hauptquerträger Q mit Hülfe der Schraubenspindel h, deren Mutter an dem Schlitten H befestigt ist, ergiebt sich nach dem Vorangegangenen leicht mit Hülfe der Figur II. Hier sind e und f zwei in einander greifende Zahnrädchen, von denen e auf der Querschraube h und f auf der gedachten Welle k befindlich ist, die zur Einleitung der Verticalverstellung dient. Das Rad f sitzt lose auf k, während e mittelst eines Keiles auf h befestigt ist, woraus sich ergiebt, daß eine ruckweise Umdrehung des Rades f durch den Schalthaken g auch eine entsprechende schrittweise Drehung der Querschraube h und eine Querverschiebung des Stichels zur Folge hat. Zur Erzielung der Verticalverschiebung ist neben f noch ein zweites ihm gleiches Rädchen angebracht, das fest auf der Welle k befindlich ist und nicht mit e im Eingriffe steht. Wenn man daher einen zweiten für dieses Rad bestimmten Schalthaken in dasselbe einlegt, nachdem derjenige für f durch Umschlagen aufgelöst ist, so wird die ruckweise Bewegung von g unmittelbar auf die Welle k übertragen, ohne daß die Schraube h

gedreht wird. Es ist natürlich, daß man die Verschiebung des Stichels niemals durch die beiden Schraubenspindeln zugleich, sondern stets nur mittelst der einen vornehmen darf. Da die Schiebeklinke g zu beiden Seiten mit Nasen versehen ist, so kann man durch Umlegen derselben die Fortrückung nach Belieben in der einen oder anderen Richtung vornehmen. Die Größe dieser Fortrückung und damit die Stärke des abzunehmenden Spans bestimmt sich aus der Steigung s der die Verschiebung bewirkenden Schraube und aus der Zähnezahl z des Schaltrades zu $\frac{s}{z}$ für jeden Zahn des Schaltrades. Dadurch, daß man den Schub der Schiebeklinke veränderlich machen kann, hat man es in der Gewalt, je nachdem man das Schaltrad um einen, zwei oder mehrere Zähne dreht, die Dicke des Spanes entsprechend zu bestimmen. Wie die Bewegung der Schaltklinke von der durch die Umsteuerungsvorrichtung in Schwingungen versetzten stehenden Welle p mit Hülfe der Kegelrädchen m bewirkt wird, ist aus der Figur nach dem Vorhergegangenen deutlich.

Fig. 555.







Die Einrichtung, welche von Whitworth gewählt ist, um ein Hobeln sowohl bei dem Hingange wie auch bei dem Rückgange des Tisches zu ermöglichen, ist durch Fig. 555 zur Anschauung gebracht. Der Stichel findet hierbei Aufnahme in dem seiner ganzen Länge nach mit einer vierkantigen Höhlung durchsetzten Dorne A, in welchem die Befestigung des Stichels durch die Schrauben a bewirkt werden kann. Der außen schwach conisch gebildete Dorn A ist in dem Halter B drehbar gelagert, und zwar kann die Drehung genau um 180 Grad rückwärts und vorwärts geschehen, indem zwei am oberen Theile des Dornes A befindliche Nasen n_1 und n_2, Fig. III, dadurch, daß sie gegen den festen Anstoß m treffen, die Drehung genau auf eine halbe Umdrehung beschränken. Die Drehung erhält der Stichel durch eine Schnur s, die in einer vollen Windung um den Hals des Stichelhalters

geschlungen ist, und deren beide Enden über Führungsrollen, wie r geleitet und an dem Umfange einer in der Figur nicht abgebildeten Rolle befestigt sind. Wird dieser Rolle durch den Umsteuerungsapparat bei jedesmaliger Umsteuerung eine Drehung in bestimmtem Betrage abwechselnd nach links und rechts ertheilt, so muß in Folge der angegebenen Einrichtung der Stichel jedesmal genau um eine halbe Umdrehung hin und zurück geschwenkt werden, so daß die Schneide sowohl für den Hingang wie für den Rückgang des Tisches in der zur Arbeit erforderlichen Stellung sich befindet. Es ist hierbei nöthig, den Stichel so einzustellen, daß seine Schneide möglichst genau in die Drehaxe des Halters A hineinfällt, weil bei einer einseitigen Stellung die Spandicken für den Hingang von denen beim Rückgang verschieden ausfallen würden. Die Fortrückung des Stichels in horizontaler Richtung erfolgt hier bei jedesmaliger Umsteuerung mittelst der Schraubenspindel C, deren Mutter D fest mit dem Querschlitten E verbunden ist, welcher zwischen verticalen Führungsleisten das zu dem senkrechten Schlittenstücke ausgebildete Lager B des Stichelhalters A aufnimmt. Die senkrechte Verschiebung des Stichels durch die Schraube v dient in dem Falle, wo es sich um das Hobeln wagerechter Flächen handelt, nur zur gehörigen Anstellung des Stichels im Beginne der Arbeit und wird aus freier Hand mittelst einer auf das obere Vierkant der Schraubenspindel gesteckten Kurbel bewirkt.

Es ist jedoch an der vorliegenden Maschine auch eine Einrichtung angegeben, um eine selbstthätige Verticalverstellung des Stichels bei dem Hobeln senkrechter Flächen zu erzielen, und zwar geht hierbei die Schaltung von dem Stichelhalter bei dessen Drehung aus, wie Fig. II erkennen läßt. Es wird nämlich der auf das obere Ende der Schraubenspindel v lose aufgesteckte Schalthebel k von einem Bolzen o ergriffen, der mittelst eines besonderen Aufsatzstückes l mit dem Stichelhalter A verbunden ist und in einem Schlitze des Schalthebels k freies Spiel hat, so daß die hin- und zurückschwingende Bewegung des Stichelhalters auf den Schalthebel übertragen wird. Es muß übrigens bemerkt werden, daß bei dem Hobeln verticaler Flächen der Stichel wegen seiner einseitigen Form und Stellung nur nach einer Richtung schneiden kann. Dies entspricht einem Uebelstande derartiger Maschinen gegenüber den gewöhnlichen stets nur nach einer Richtung hin arbeitenden, insofern man bei den letzteren durch die Anwendung eines beschleunigten Rückganges den Zeitverlust herabziehen kann, wogegen bei der vorliegenden Maschine selbstverständlich die Geschwindigkeit der Tischbewegung für den Hin- und Rückgang von derselben Größe ist. Diesem Umstande und der schwierigen Behandlung der Maschine insbesondere hinsichtlich der genauen Einstellung des Stichels dürfte es wohl hauptsächlich zuzuschreiben sein, warum derartige Maschinen nur wenig Verwendung gefunden haben.

In Fig. 556[1]) ist noch eine andere Einrichtung angegeben, die den Zweck einer Nutzleistung nach beiden Richtungen hin erfüllen soll. Hierbei sind zwei Stichel *B* und *C* in demselben Halter angebracht, deren Schneiden entgegengesetzt gerichtet sind. Um von diesen beiden Sticheln immer nur den einen zur Wirkung zu bringen, ist der Stichelhalter *D* um den Bolzen *A* drehbar gemacht, und es empfängt derselbe aus der gezeichneten Mittellage eine Schwenkung nach links oder rechts mittelst des auf dem Bolzen *A* befestigten Schneckenradsegmentes *E*, in das eine Schraube ohne Ende *S* eingreift, die durch eine um die Rolle *R* gewundene Schnur bei jedesmaligem Wechsel der Tischbewegung durch den Umsteuerapparat entsprechend gedreht wird.

Fig. 556.

§. 155. **Grubenhobelmaschinen**[2]). Für die Bearbeitung sehr langer Gegenstände, wie z. B. Gestellrahmen von Maschinen, würde die Anordnung der Hobelmaschine in der bisher besprochenen Bauart der Tischhobelmaschinen eine sehr beträchtliche Länge des Bettes erfordern, da hierbei die Führungsprismen eine Länge haben müssen, die im Allgemeinen nahezu das Doppelte der größten Arbeitslänge beträgt. Um diesen Schwierigkeiten aus dem Wege zu gehen, hat man die Grubenhobelmaschinen ausgeführt, so genannt von der Grube, welche hierbei in der Regel zur Aufnahme der zu bearbeitenden Werkstücke vorgesehen wird. In Fig. 557 ist eine Skizze von der Anordnung einer derartigen Maschine gegeben, wie sie in der Elsässischen Maschinenfabrik zu Grafenstaden für die größten Gegenstände Verwendung findet. Man ersieht daraus die zu beiden Seiten der 13 m langen und 2,8 m breiten Grube fest gelagerten gußeisernen Längsrahmen *A*, in deren Führungsfurchen Querträger *B* mit hinreichend langen Führungsstücken sich verschieben können. Jeder dieser Querträger ist auf beiden Seiten mit prismatischen Führungsleisten versehen, um auf jeder Seite einem Querschlitten Aufnahme zu gewähren, der in gewöhnlicher Weise den Stichelhalter mit Verticalschlitten u. s. w. trägt. Hierdurch ist ebenfalls die Möglichkeit gegeben, bei der Bewegung des Querträgers sowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung zu hobeln.

---

[1]) J. Rose, Modern Machine-Shop Practice, London.

[2]) s. u. A.: Armengaud, Publ. ind. T. I, Pl. 9—10; T. III, Pl. 13 etc.

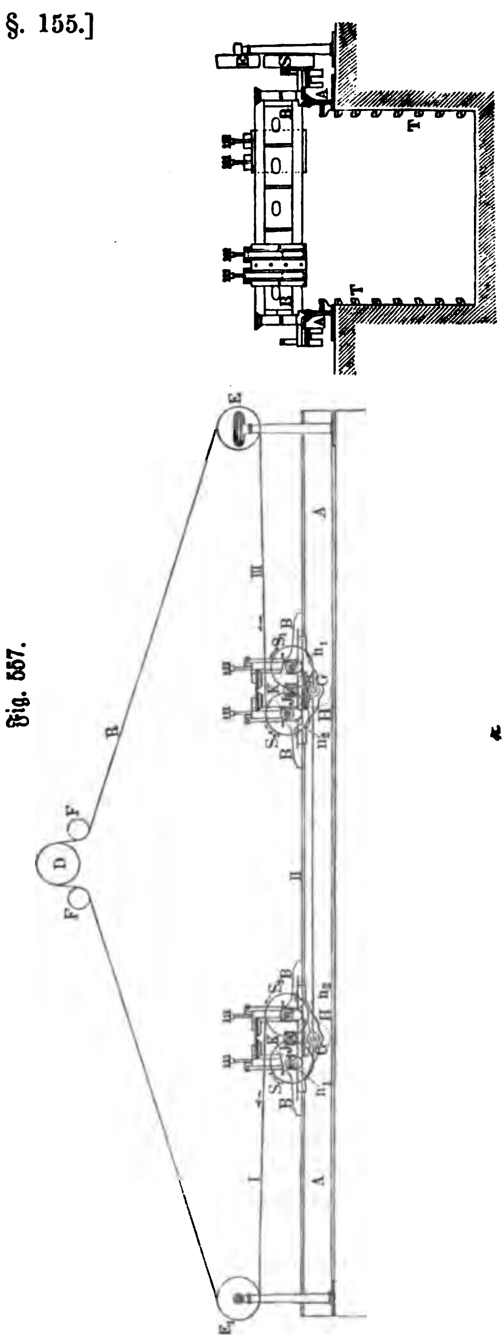


Fig. 557.

Die einem solchen Querträger und den damit verbundenen Sticheln zu ertheilende Verschiebung erfolgt durch einen endlosen Riemen R, welcher von der Antriebscheibe D oberhalb der Maschine über die Leitrollen E und F geführt ist, und der an jedem der gedachten Querträger zwei Scheiben S_1 und S_2 in entgegengesetzten Richtungen umschlingt. Es ist leicht zu ersehen, daß bei dieser Anordnung eine Umdrehung der beiden Scheiben S_1 und S_2 nach entgegengesetzten Richtungen, wie die Pfeile sie andeuten, eintreten muß, an welcher Stelle diese Querträger auch befindlich sein mögen, indem wegen der parallelen Lage der Riemenstücke I, II und III die erforderliche Länge des Riemens ganz unabhängig von der Stellung der Querträger eine constante Größe ist. Zur Erzeugung der hin- und hergehenden Bewegung des Querträgers dient eine in demselben gelagerte Axe G, die auf beiden Seiten Zahnrädchen

trägt, welche in die Zähne von beiderseits an den Längsrahmen angebrachten Zahnstangen eingreifen, solchergestalt ein Fortbewegen der Querträger in der einen oder entgegengesetzten Richtung veranlassend, je nachdem die Axe G rechtsum oder linksum gedreht wird. Dies zu erreichen, dient eine zweite parallel zu G gelagerte Axe J, die mit einem Getriebe in ein größeres Zahnrad H und G einwirkt, und die ihrerseits die Bewegung abwechselnd von der Scheibe S_1 oder derjenigen S_2 empfängt. Hierzu steht ein Zahnrad K auf der Zwischenwelle J im Eingriff mit den beiden Getrieben n_1 und n_2, welche lose auf den Bolzen sitzen, auf denen die Scheiben S_1 und S_2 angebracht sind, so jedoch, daß jedes dieser Getriebe erforderlichen Falles mit der betreffenden Scheibe fest verkuppelt werden kann. Wenn daher durch den Umsteuerapparat abwechselnd die Kuppelung von n_1 mit der Scheibe S_1 oder des Getriebes n_2 mit der Scheibe S_2 bewirkt wird, so wird der Querträger bald in der einen, bald in der anderen Richtung verschoben. Man kann die Größe dieser Verschiebung nach Bedürfniß durch Anstoßknaggen regeln, die an den führenden Grundrahmen in gewöhnlicher Art verstellbar angebracht sind, und gegen welche das betreffende, die Umsteuerung veranlassende Glied trifft, sobald der Querträger sich hinreichend weit verschoben hat. Die Art, wie diese Umsteuerung geschehen kann, bietet besondere Eigenthümlichkeiten nicht dar, auch ist es natürlich, daß man auch hier den Umsteuerapparat in ähnlicher Weise wie bei den vorgedachten Tischhobelmaschinen dazu benutzen kann, eine selbstthätige Versetzung des Stichels herbeizuführen.

Die besprochene Maschine ist mit zwei Querträgern versehen, von denen jeder einzelne vollständig unabhängig von dem anderen das Hobeln bewirken kann, selbstverständlich jeder nur innerhalb des ihm zugewiesenen Bereiches der ganzen Länge. Man muß den einen dieser Querträger entfernen, wenn es darauf ankommt, mit einem Stichel Furchen durch die ganze Länge der Maschine zu hobeln. Da dies aber nur in vergleichsweise seltenen Fällen nöthig sein wird, so hat man zur Vergrößerung der Leistungsfähigkeit der ganzen Maschine die beiden Hobelapparate angeordnet, und kann mit jedem derselben je nach Erforderniß ein besonderes Arbeitsstück oder einen bestimmten Theil eines und desselben Arbeitsstückes bearbeiten. Da hierbei diese beiden Apparate in Betreff ihrer Umsteuervorrichtungen und Schaltwerke zur Stichelverschiebung ganz unabhängig von einander sind, so kann auch die Arbeitslänge und daher die Anzahl der Schnitte in einer bestimmten Zeit verschieden sein; die Geschwindigkeit der Arbeitsbewegung ist natürlich für alle Stichel dieselbe.

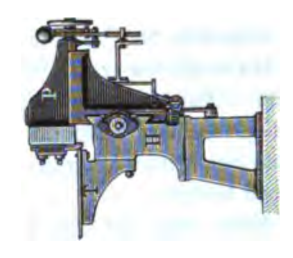
Die Aufspannung oder Befestigung der zu hobelnden Arbeitsstücke erfolgt bei der gedachten Maschine auf Querbalken von Gußeisen, die man innerhalb der Grube einlegt und die ihre beiderseitigen Stützen auf den hervor-

ragenden Knaggen T finden, mit denen die Seitenwände der Grube in verschiedenen Höhen ausgerüstet sind, entsprechend den verschieden großen Höhenabmessungen der zu bearbeitenden Gegenstände. Daß man zur besseren Ausnutzung der Maschine dieselbe auch zum gleichzeitigen Abhobeln von zwei verschiedenen hinter einander in der Grube aufgestellten Gegenständen von geringerer Länge benutzen kann, wurde schon bemerkt.

Als Haupterforderniß derartiger Hobelmaschinen muß eine sehr sichere Führung der Querträger auf den Grundrahmen betrachtet werden, welche ein seitliches Schwanken möglichst ausschließt. Wenn diese Bedingung an sich für alle Hobelmaschinen gültig ist, so hat ihre genaue Erfüllung bei der vorliegenden Bauart um so mehr Bedeutung, als hierbei die bewegte, in den Querträgern enthaltene Masse nur gering ist im Vergleich zu derjenigen, die bei Tischhobelmaschinen in Bewegung gesetzt wird, und somit durch das Beharrungsvermögen der Masse auch nur eine entsprechend geringere Gewähr für die Erzielung eines tadellosen Schnittes geboten ist. Hierzu tritt der Umstand, daß gerade diese für die allergrößten Gegenstände bestimmten Maschinen in der Regel auch besonders großen Kräften unterworfen sind, wie sie dem Abschälen der entsprechend dicken Späne entsprechen. Diese Umstände dürften die Veranlassung sein, weshalb man die hier besprochene Bauart der Hobelmaschinen mit festliegendem Arbeitsstück und darüber hin beweglichem Stichel nur selten und nur da zur Verwendung bringt, wo, wie bereits angegeben, die Anordnung eines beweglichen Tisches eine unbequeme Länge der ganzen Maschine im Gefolge haben würde.

Blechkantenhobelmaschinen. Zum Abhobeln der für den Bau von Dampfkesseln u. s. w. erforderlichen Bleche an ihren Rändern bedient man sich einfacher Maschinen, die mit den zuletzt angeführten Grubenhobelmaschinen insofern eine gewisse Uebereinstimmung zeigen, als auch bei ihnen der zu bearbeitende Gegenstand, die Blechtafel, unwandelbar festgelegt wird, und man das arbeitende Werkzeug an demselben entlang führt. Das letztere ist hierbei meist ein Stichel mit einer mehr messerartigen Schneide von genügender Länge, um das betreffende Blech in seiner ganzen Dicke zu bearbeiten. Demgemäß handelt es sich dabei um die Verschiebung dieses Stichels nur in einer Richtung, wodurch die Einrichtung des den Stichel aufnehmenden Supports wesentlich vereinfacht wird. Da auch diese Maschinen in der Regel beim Vorwärts- und Rückwärtsgange gleichmäßig arbeiten sollen, so giebt man dem Stichel zwei Schneidekanten, von denen man durch eine geringe Verstellung des Stichels bei jeder Umkehr abwechselnd die eine oder andere in die zum Schneiden geeignete Lage bringt. §. 156.

In Fig. 558 (a. f. S.) ist die allgemeine Anordnung einer derartigen Maschine veranschaulicht, wie sie in dem Werke von Hart ausführlicher



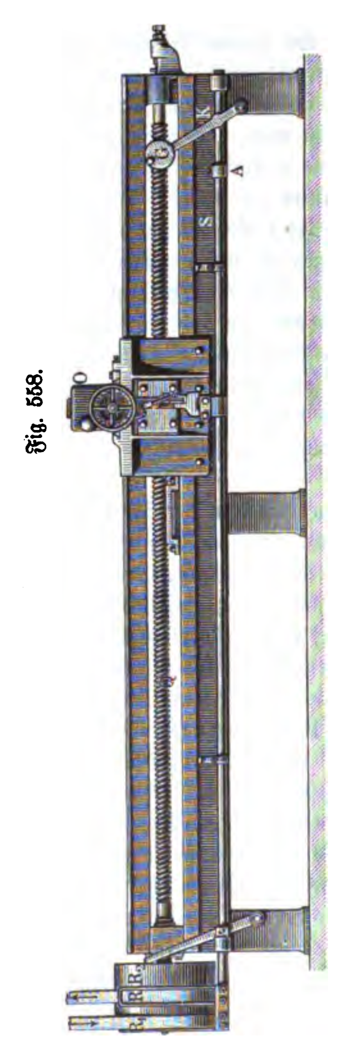


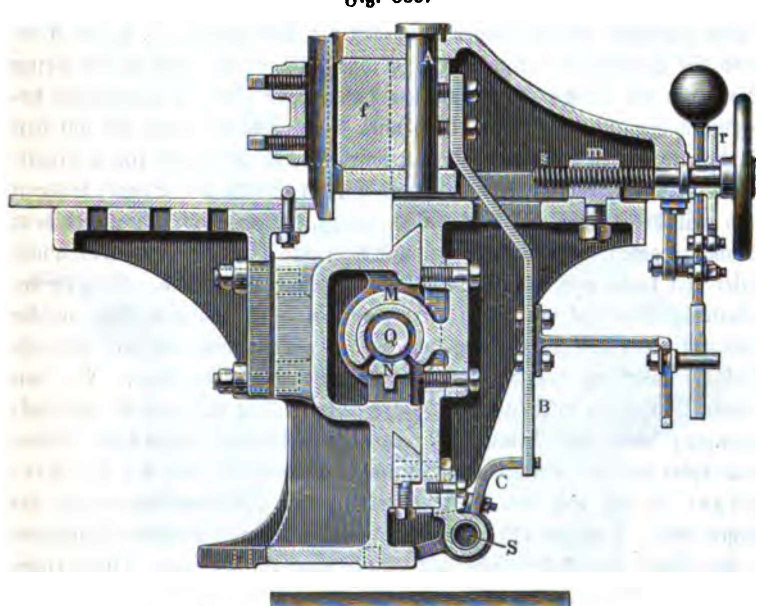
Fig. 558.

dargestellt ist. Die an den Kanten gerade zu hobelnde Blechtafel wird hierbei fest auf die Tischplatte T geschraubt und der in den Support P eingespannte Stichel dadurch an dieser Kante entlang geführt, daß der die prismatischen Führungsleisten des Gestelles H umfangende Support mittelst der Schraubenspindel Q verschoben wird, wozu natürlich die Mutter dieser Schraube mit dem Support undrehbar verbunden sein muß. Wie die abwechselnde Drehung der Schraubenspindel nach rechts und links durch zwei Riemen, einen offenen und einen gekreuzten, und drei Riemscheiben R_1, R und R_2, von denen die mittlere fest ist, erzielt wird, ist nach dem früher Angegebenen aus der Figur ersichtlich, und auch die Art der Umsteuerung mittelst der auf der Stange S befindlichen Stoßknaggen und des Kipphebels K wurde schon besprochen und durch Fig. 552 erläutert.

Von einigem Interesse ist die Anordnung des Stichels, wie dieselbe durch Fig. 559 näher veranschaulicht wird. Danach besteht der Stichel aus einem Stahlstücke von trapezförmigem Querschnitt, das in der um den Bolzen A drehbaren Klappe f befestigt ist, so daß, je nachdem diese Klappe nach links oder rechts umgelegt wird, abwechselnd die eine oder andere Kante des Stichels zur Wirkung kommt. Das erforderliche Umlegen der den Stichel tragenden Klappe wird bei jedesmaligem Wechsel durch Anstoßen des mit der Klappe verbundenen Hebels B gegen den Stoßknaggen C auf der Steuerstange S bewirkt, und gleichzeitig wird hiermit ein Schalträdchen r um einen oder mehrere Zähne gedreht, welche Drehung der Schraubenspindel s mitgetheilt wird. Da diese in dem Support gelagerte Schraube an dem

Gestell eine feste Mutter *m* findet, so wird durch die gedachte Schaltung der Stichel um eine geringe, der Dicke des folgenden Spans entsprechende Größe vorgeschoben, ein Vorgang, der sich bei jedem Wechsel wiederholt und so lange andauert, bis der Stichel einen über die ganze Breite der Blechkante hin reinen Schnitt giebt.

Fig. 559.





Aus der Figur ersieht man noch, daß die Mutter *M* der für die Supportbewegung angeordneten Schraube *Q* mit einem nach unten hin offenen Ausschnitt versehen ist, um der langen Schraubenspindel in der Mitte ihrer Länge eine Stütze *N* geben zu können, über welche die Mutter *M* sich ungehindert hinwegschiebt.

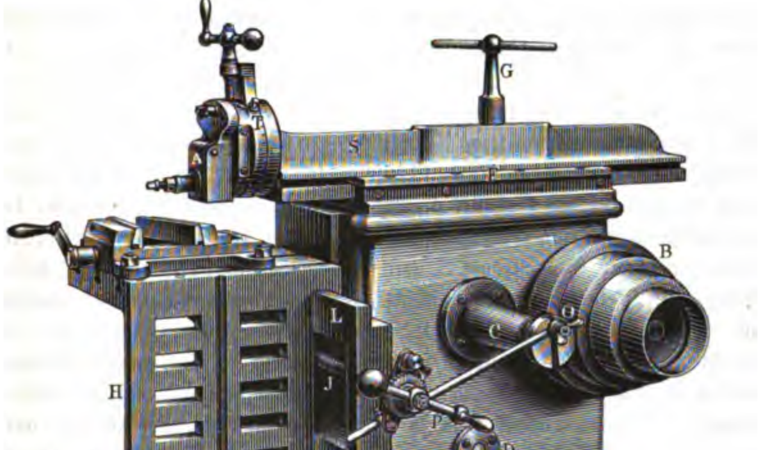
Feilmaschinen. Unter dieser Bezeichnung versteht man, wie schon bemerkt, diejenigen Hobelmaschinen, bei denen die Bearbeitung des Werk- §. 157.

stückes durch einen hin- und hergehenden Stichel bewirkt wird, weil diese Bearbeitung vielfach die Handarbeit mittelst Feilen zu ersetzen geeignet ist. Auch der Name Shapingmaschine ist dafür wohl gebräuchlich, zuweilen hat man auch die Benennung Bestoßmaschinen dafür angewandt, eine Bezeichnung, die der eigentlichen Wirkungsart dieser Maschinen, d. h. dem Bearbeiten schmaler Flächen, Bestoßen, recht wohl entspricht. Es liegt in der Natur der Sache, daß diese Maschinen nur zum Abnehmen feinerer Späne gebraucht werden können, und daß die Schnittlänge, d. h. der Ausschub des Stichels, nur eine mäßige Größe haben kann; denn da bei diesen Maschinen der Stichel immer an dem freien Ende eines in Führungen beweglichen Schiebers sich befindet, so wird dieser Schieber durch den auf den Stichel geäußerten Widerstand des zu bearbeitenden Materials einem biegenden Momente ausgesetzt, das nicht nur mit der Stärke des Spans, sondern auch mit der Größe des Ausschubes wächst. Demgemäß pflegt der dem Stichel zu gebende Ausschub immer nur klein und bei den größten Maschinen dieser Art kaum größer als etwa 0,6 m gewählt zu werden. Das zu bearbeitende Werkstück wird auch hierbei auf einer Tischplatte befestigt, welche einer entsprechenden Verstellung unterworfen werden kann, um das Arbeitsstück der Wirkung des darüber bewegten Stichels auszusetzen. Bei den älteren Maschinen wird auch die zur Spanversetzung erforderliche Fortrückbewegung dieser das Arbeitsstück tragenden Tischplatte mitgetheilt, indem man dabei das den Stichel aufnehmende Schlittenstück oder den Stichelträger in fest mit dem Gestelle verbundenen Führungsbahnen sich bewegen läßt. Dagegen pflegt man bei den neueren und größeren Maschinen in der Regel das Arbeitsstück auf einem unverrückbar festen Tische anzubringen und dem Stichelträger seine Führungen in einem über das ganze Gestell der Maschine beweglichen Sattel oder Gleitstücke zu geben, so daß durch die Verschiebung dieses Sattels die der Spandicke entsprechende Versetzung des Stichels erzielt wird. Dabei hat man natürlich dafür Sorge zu tragen, daß die Bewegungsübertragung auf den Stichelträger für jede Stellung desselben gesichert bleibt.

Die schwingende Bewegung des Stichelträgers erfolgt bei den hier in Betracht kommenden Maschinen ausnahmslos von einer Kurbel, und zwar pflegt man in den meisten Fällen den Rückgang mit beschleunigter Geschwindigkeit vor sich gehen zu lassen, zu welchem Zwecke man sich entweder des Whitworth'schen Getriebes, Fig. 548, oder der in Fig. 546 dargestellten oscillirenden Kurbelschleife zu bedienen pflegt. Nur etwa bei den kleinsten und einfachsten Feilmaschinen bewegt man den Stichelträger unmittelbar durch die Lenkerstange einer Kurbel ohne eine Vorkehrung zur Erzielung eines beschleunigten Rückganges. In jedem einzelnen Falle wird man die Größe des Stichelausschubes auf den durch die Abmessungen des

Arbeitsstückes bedingten Hub beschränken, weshalb immer die Anordnung so getroffen ist, daß man die Länge der Kurbel verändern kann. Zu diesem Zwecke wird in der Regel die Kurbel mit einer Furche oder einem Schlitze versehen, worin der Kurbelzapfen in dem passenden Abstande von dem Mittelpunkte festgestellt werden kann. Die Umdrehung der Kurbelwelle erfolgt dann mit einer der Kurbellänge entsprechenden Geschwindigkeit in der

Fig. 560.



Art, daß die mittlere Geschwindigkeit des Stichels den in §. 147 angegebenen, zweckmäßig zu wählenden Beträgen entspricht. Zu diesem Ende wird die Bewegung der Kurbelwelle von dem Deckenvorgelege aus mittelst zweier Stufenscheiben hervorgebracht.

Eine Feilmaschine mit fester Stichelführung und Fortrückung des Arbeitsstückes aus der Fabrik von Frister u. Roßmann in Berlin zeigt die Fig. 560.

Man erkennt in dieser Figur den auf der oberen Fläche des gußeisernen Hohlgußgestelles zwischen festen Führungsleisten *F* beweglichen Schieber *S*, der an seinem vorderen Kopfe zu einer kreisförmigen Scheibe gebildet ist, an welchem der den Stichel aufnehmende Support *T* so befestigt ist, daß dem daran befindlichen Verticalschlitten des Stichels gegen das Loth nach Erforderniß bis zu gewissem Grade eine Neigung nach der einen oder anderen Seite gegeben werden kann. Der Stichel selbst ist mittelst des Halters *A* in ähnlicher Art wie bei den vorstehend besprochenen Hobelmaschinen an einer Klappe befestigt, deren Träger ebenso um einen geringen Betrag nach rechts oder links geneigt werden kann. Der Betrieb des Schlittens *S* geht von der Stufenscheibe *B* aus, deren Axe im Inneren des kastenförmigen Gestelles mittelst eines kleineren Zahngetriebes ein größeres Rad auf der Axe *C* umtreibt, welche mit der Triebkurbel für das zur Anwendung gebrachte Getriebe der oscillirenden Kurbelschleife versehen ist. Die Schwinge dieses ganz im Inneren des Gestelles liegenden Getriebes schwingt um den bei *D* sichtbaren Zapfen und erfaßt mit einer an ihrem oberen Ende angelenkten Schubstange den Stichelträger *S*, mit welchem das hintere Ende der Schubstange mittelst einer durch den Schlüssel *G* anzuziehenden Schraube verbunden ist. Dabei geht diese letztgedachte Schraube durch einen den Schieber *S* durchsetzenden Schlitz hindurch, so daß dem Schieber eine gewisse Versetzbarkeit in seiner Längsrichtung gewahrt ist, welche es ermöglicht, das Wirkungsbereich des Stichels dem Arbeitsstück anzupassen, das in dem auf der Platte *H* befindlichen Schraubstocke befestigt ist. Diese Platte *H* ist übrigens auch seitlich mit einer zur Befestigung von Arbeitsstücken vorgerichteten Aufspannfläche versehen, deren Schlitze in der allgemein üblichen Art zur Aufnahme der die Befestigung vermittelnden Schraubenbolzen dienen.

Es ist aus der Figur ersichtlich, wie der winkelförmige Aufspanntisch *H* sammt dem darauf oder daran befestigten Werkstücke eine horizontale Verschiebung entlang der Prismenbahn *L* annimmt, sobald der in dem Führungsstücke *L* parallel zu den Führungsprismen gelagerten Schraubenspindel *J* eine Drehung ertheilt wird. Auch erkennt man, wie diese ruckweise Drehung mittelst des auf der Schraubenspindel angebrachten Schalträdchens von dem Zapfen *O* aus erfolgt, der in einem Schlitze der auf dem vorderen Ende der Triebkurbelwelle *C* befindlichen Scheibe angebracht ist. In dieser Weise wird erreicht, daß für jedes Spiel des Stichels, d. h. für einen Hingang und Rückgang, die Schraubenspindel *J* einmal um einen oder einige Zähne geschaltet wird. Die Größe dieser Schaltung hat man durch die passende Stellung des Zapfens *O* in dem Scheibenschlitze in der Gewalt, und man hat diesen Zapfen natürlich so zu stellen, daß die Fortrückung des Werkstückes nach geschehenem Schnitt während des leeren Rückganges erfolgt, d. h. man hat den Zapfen *O* auf die eine oder andere Seite von der Mitte der

Axe C zu setzen, je nachdem die Schraube J nach rechts oder links umgedreht werden soll, oder je nachdem das Schubstängelchen schiebend oder ziehend auf die Schaltklinke wirkt.

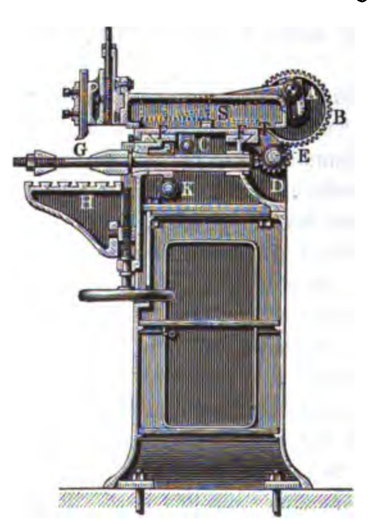
Dadurch, daß man dem horizontalen Querprisma L noch eine Verschiebung in senkrechter Richtung an den vorn am Gestell angebrachten Führungen ermöglicht hat, ist man in der Lage, das zu bearbeitende Werkstück immer in die richtige Entfernung von der Stichelschneide zu bringen, ohne dem Stichel selbst eine übermäßig große freie Länge geben zu müssen. Die senkrechte Versetzung des Querprismas mit dem Aufspanntische geschieht durch die zwischen den vorderen Führungsleisten gelagerte Schraubenspindel, deren Mutter im Querprisma befindlich ist, und deren Umdrehung von dem Handrade K aus mittelst der kleinen Kegelräder N geschieht. Die Handhabe P auf der Horizontalschraube dient natürlich zum Verstellen aus freier Hand.

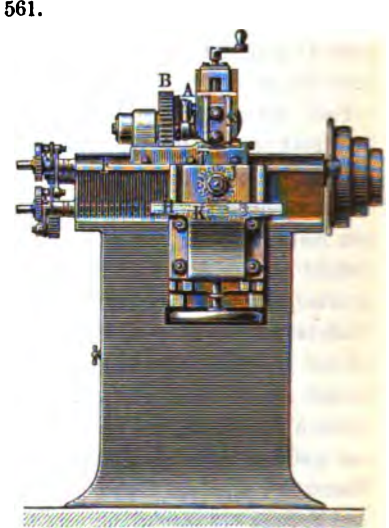
Von der oben besprochenen Feilmaschine unterscheidet sich die durch Fig. 561 (a. f. S.) dargestellte im wesentlichen dadurch, daß bei der letzteren der das Arbeitsstück tragende Aufspanntisch H in der ihm gegebenen Stellung unbeweglich festgehalten wird, während der Stichelträger sammt dem Führungsstücke, in welchem er hin und her bewegt wird, nach jedem Schnitt um die Spandicke über dem Arbeitsstück hin verschoben wird. Dies zu ermöglichen, ist hier der Stichelträger S, an welchem die Anbringung des Stichels mittelst Klappe, Verticalschieber und drehbarer Kopfscheibe dieselbe wie bei der eben besprochenen Maschine ist, in einem Sattelstück T geführt, welches die auf dem oberen Theile des Gestelles angebrachten Führungsprismen F umfängt, und seine Verschiebung in der gewöhnlichen Weise durch eine zwischen diesen Führungen gelagerte Schraubenspindel C erhält, deren Mutter fest mit dem Sattel T verbunden ist. Damit nun aber bei dieser Verschiebung des Stichelschlittens dessen Bewegung ermöglicht werde, ist die den Antrieb bewirkende Kurbel A ebenfalls in dem besagten Sattelstücke T gelagert, und zwar erhält diese Kurbel ihre Umdrehung vermittelst eines daran befestigten Stirnrades B, in das ein kleineres Zahngetriebe D auf der Betriebswelle E eingreift. Auch dieses Getriebe D nimmt an der Verschiebung des Sattels T Theil, wozu es zwischen zwei umfassende Ansätze des letzteren gelegt ist, und wobei es mit einer im Inneren angebrachten Nuth auf einer Längsfeder der Triebwelle E gleitet, so daß in jeder Stellung des Sattels und des Getriebes D dem letzteren die zur Umdrehung der Triebkurbel erforderliche Bewegung von der Triebwelle mitgetheilt wird.

Diese Maschine ist außerdem noch mit einer Vorrichtung versehen, um cylindrische Flächen durch Hobeln herzustellen, wovon man namentlich in solchen Fällen Gebrauch macht, wo diese Flächen durch Bearbeiten auf der

Drehbank deswegen nicht hergestellt werden können, weil sie nicht vollständige Umdrehungsflächen, sondern nur Theile von solchen darstellen, und weil hervorragende Theile sich einer vollständigen Umdrehung des Arbeitsstückes widersetzen, wie dies beispielsweise bei den Naben von Kurbelarmen der Fall ist. Die Einrichtung eines solchen **Rundhobelapparates** ist auch aus der Figur ersichtlich. Hier stellt nämlich *G* einen unter der Bahn *F* für den Sattel zu derselben senkrecht, also zur Stichelbewegung parallel gerichteten Bolzen vor, auf dessen vorderem Ende das mit einer Bohrung versehene Arbeitsstück mittelst zweier Aufspannkegel befestigt werden kann, nachdem zuvor der Aufspanntisch *H* entfernt wurde. Stellt man

Fig. 561.





alsdann den Sattel mit dem Hobelschlitten so, daß die Schneide des Stichels genau senkrecht über der Axe dieses Bolzens sich befindet, so muß durch die Arbeit des Stichels offenbar eine zu *G* concentrische Cylinderfläche hergestellt werden, sobald man den Sattel unverrückt an seiner Stelle beläßt, und nach jedem Schnitte dem das Arbeitsstück tragenden Bolzen eine geringe Drehung um seine Axe mittheilt. Zu diesem Behufe ist auf dem Bolzen *G* das Schneckenrad *J* angebracht, in dessen Zähne die Gewinde einer Schraube ohne Ende *K* eingreifen, wonach deutlich ist, daß durch die Schaltung dieser Schraube ohne Ende dem Dorne *G* und dem darauf befindlichen Arbeitsstücke die zum Rundhobeln erforderliche Versetzung mitgetheilt wird.

Die Schaltung oder Fortrückbewegung wird hier wegen der Verschiebung der Kurbelwelle nicht von dieser, sondern von einer besonderen Hülfswelle

abgeleitet, die, wie die Kurbelwelle von der Hauptbetriebsaxe *E* ihre Umdrehung empfängt, und deren Umdrehungszahl genau mit derjenigen der Kurbel *A* für die Stichelbewegung übereinstimmen muß. Die Schaltung ist selbstverständlich so einzurichten, daß entweder die Schraubenspindel *C* für die Verschiebung des Sattels bei dem Planhobeln oder die Schraube ohne Ende *K* zur Umdrehung des Dorns *G* beim Rundhobeln bewegt wird. Im Uebrigen dürfte die Einrichtung dieser Maschine nach dem Vorhergegangenen deutlich sein.

Für die Bearbeitung langer Gegenstände, wie z. B. der Lenkerstangen, deren Köpfe geeignetes Arbeitsmaterial für Feilmaschinen sind, bieten die Maschinen mit festliegendem Arbeitsstück besondere Vortheile dar, indem man hierbei nicht nur durch Anordnung von zwei besonderen Aufspanntischen eine sehr sichere Unterstützung des langen Arbeitsstückes erreichen, sondern auch durch Verwendung von zwei gesonderten Hobelapparaten an zwei Stellen zu gleicher Zeit die Arbeit vornehmen kann. Die beiden Stichelträger müssen hierbei natürlich jeder seine gesonderte Bewegung durch eine eigene Antriebswelle empfangen, ebenso wie die Fortrückungsbewegung jedes Sattels von dem des anderen ganz unabhängig sein muß, damit man nicht nur jeden einzelnen Stichel nach Belieben ausrücken kann, während der andere arbeitet, sondern auch die Geschwindigkeit der Hobelbewegung und der Sattelfortrückung für jeden Stichel den Verhältnissen anpassen kann. Eine solche Maschine siehe an unten angezeigter Stelle [1]), welcher auch die Figur 561 entnommen wurde.

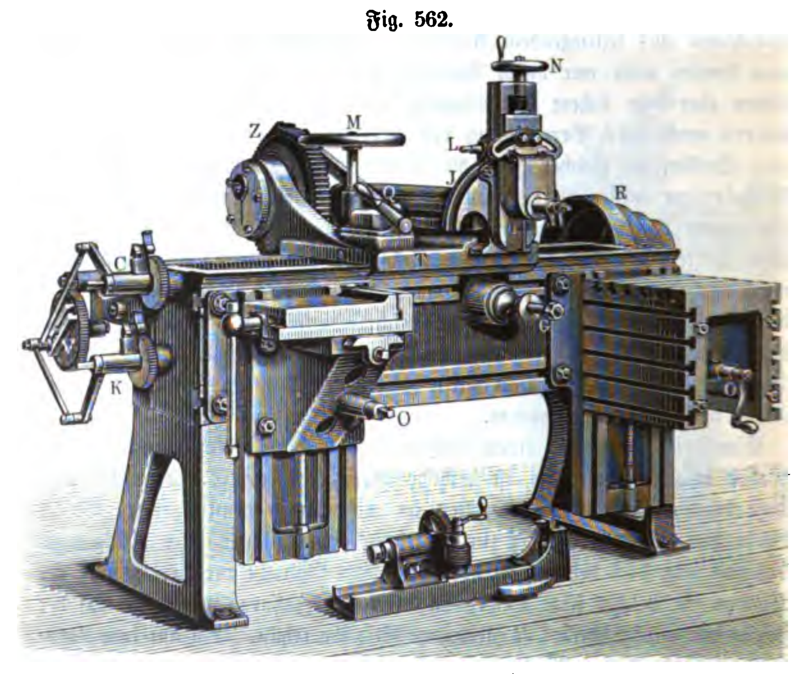
Eine Feilmaschine mit einem Hobelapparat und zwei Aufspanntischen von Niles in Hamilton, Ohio, ist noch durch Fig. 562 (a. f. S.) veranschaulicht; diese wird nach dem Vorbemerkten im wesentlichen deutlich sein. Es ist hierzu nur zu bemerken, daß zur Erzielung eines beschleunigten Rückganges das aus Fig. 548 bekannte Whitworth'sche Getriebe zur Verwendung gekommen ist, welches seine Bewegung durch das Zahnrad von einem auf der Welle der Stufenscheiben *R* gleitenden Getriebe erhält. Ein auf dem linksseitigen Ende dieser Welle befindliches kleines Getriebe bewegt das zur Schaltung dienende Zahnrad *V*, in dessen Schlitze ein Kurbelzapfen verstellt werden kann; das Verhältniß der Räderumsetzungen ist von gleicher Größe, so daß die Räder *Z* und *V* die gleiche Umdrehungszahl haben. Man erkennt aus der Figur, wie die Schaltung nach Belieben auf die Schraubenspindel *C* zur Fortrückung des Sattels *T* bei dem Planhobeln oder auf die Axe *K* übermittelt werden kann, die im Inneren des Gestelles mit einer Schraube ohne Ende versehen ist, durch welche ein auf dem Dorne *G* befestigtes Schneckenrad die für das Rundhobeln erforderliche Umdrehung dieses

---

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau.

Dorns veranlaßt. Die Verticalverschiebung des Stichels geschieht aus freier Hand mittelst des Handrades *N*, und vermöge des gezahnten Sectors *J* läßt sich gleichfalls durch die Hand mittelst der Schraube ohne Ende *L* die Schrägstellung des Verticalschlittens genau in dem gewünschten Betrage herstellen. Die Hebung und Senkung jedes der beiden, auch der Länge nach verschieblichen Tische, von denen der linksseitige einen Parallelschraubstock trägt, während der rechte auf drei Seiten zum Aufspannen eingerichtet ist, kann bequem mittelst der Handkurbel *O* geschehen, indem durch ein im Inneren des Tisches angebrachtes kleines Kegelräderpaar die Mutter der an

Fig. 562.

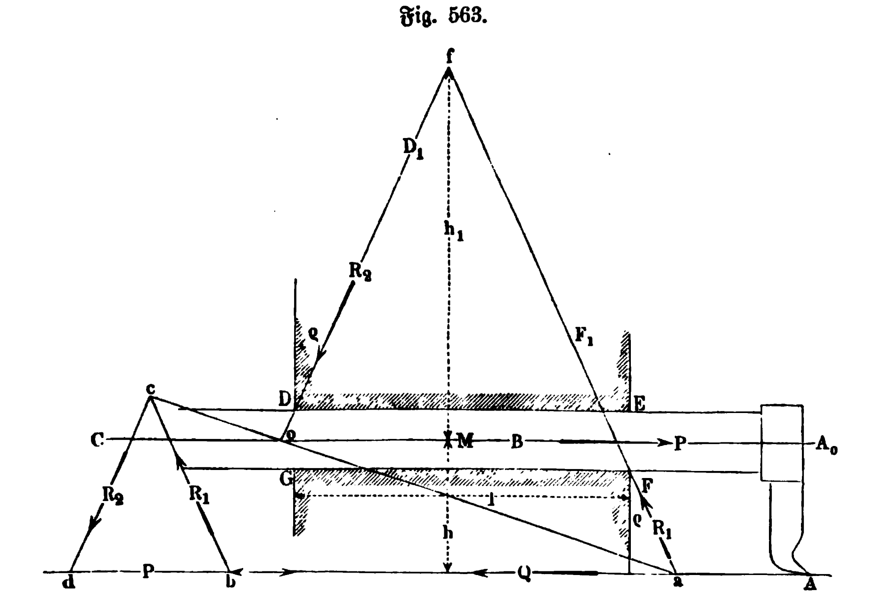


der Drehung verhinderten Schraubenspindel umgedreht wird. Zur schnellen Bewegung des Sattels *T* dient eine im Inneren des Gestelles an dessen hinterer Wange angegossene Zahnstange, in die ein Getriebe eingreift, dessen Bewegung mittelst des Handrades *M* vorgenommen werden kann, nachdem man zuvor durch Bewegung des kleinen Ausrückhebels *Q* eine Trennung der zweitheiligen Mutter für die Spindel der Längsbewegung bewirkt hat, wodurch der Sattel von der Schraube *C* ganz abgelöst werden kann.

§. 158. **Bewegungsverhältnisse.** Um über die auf die Barre des Stichels wirkenden Kräfte ein Urtheil zu gewinnen, sei in Fig. 563 der Stichel an

seiner Schneide bei A einem Widerstande ausgesetzt, welcher durch Q bezeichnet und in der Figur nach einem beliebigen Maßstabe für die Kräfte durch die Strecke $a\,b$ dargestellt sein möge. Wenn nun der Stichelschlitten in dem Punkte B durch die Lenkstange des Kurbelgetriebes ergriffen wird, so wirkt diese Stange zwar im Allgemeinen in einer gegen die Bewegungsrichtung des Stichels etwas geneigten Richtung, doch fällt in den Todtlagen der Kurbel die Richtung der Schubstange mit derjenigen der Stichelbewegung zusammen, und da in der einen Todtlage der Schlitten am weitesten aus seinen Führungen herausgeschoben ist, dies also der ungünstigsten Beanspruchung der Barre entspricht, so möge die Richtung der von der Schub-

Fig. 563.



stange auf die Barre ausgeübten Kraft P parallel zu Q und in die Gerade CB fallend angenommen werden.

Unter dem Einflusse der beiden Kräfte P und Q erhält die den Stichel tragende Barre oder der Schlitten das Bestreben zu einer Rechtsdrehung, welchem Bestreben durch die von der festen Führung auf die Barre ausgeübten Reactionen oder Druckkräfte entgegengewirkt werden muß. Wenn die Führung in dem Prisma $DEFG$ stattfindet, so wird in Folge einer sehr kleinen Drehung die untere Führungsbahn mit einer Kraft R_1 gegen den Schlitten wirken, die man annähernd in dem Endpunkte F angreifend denken kann, während ebenso die obere Bahn durch eine in dem hinteren

Endpunkte D angreifende und abwärts gerichtete Kraft R_2 ersetzt gedacht werden kann. In Wirklichkeit werden diese Kräfte, die als die Resultanten aus allen von den Führungsbahnen auf die Barre ausgeübten Reactionen anzusehen sind, zwar nicht genau in den Endpunkten angreifen, vielmehr werden die Angriffspunkte von diesen Enden um gewisse, von der Nachgiebigkeit des Materials abhängige Größen entfernt bleiben, doch wird dieser Abstand immer nur gering sein, und man kann, falls man Bedenken trägt, ihn zu vernachlässigen, die Angriffspunkte G und D der Führungsreactionen um eine für angemessen erachtete Größe von etwa einem oder einigen Centimetern von den Enden der Führungsprismen entfernt annehmen; eine rechnerische Feststellung der Angriffspunkte würde nur unter genauer Kenntniß der Elasticitätsverhältnisse möglich sein und wäre kaum auszuführen, auch in ihrem Resultate für die praktischen Verhältnisse belanglos sein.

Nach einem schon wiederholt angeführten Grundgesetze hat man diese Reactionen der Führungsprismen gegen den Schieber in Richtungen wirkend zu denken, die von den Normalen zu der Bewegungsrichtung um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ abweichen, und danach sind diese Richtungen durch die Geraden FF_1 und D_1D gegeben. Es ist nun leicht, die Gleichgewichtsbedingung für die vier Kräfte Q, P, R_1 und R_2 zu finden, unter deren Einwirkung der Stichelschieber steht. Man kann dies in der schon früher mehrfach gezeigten Art graphisch dadurch ausführen, daß man den Durchschnittspunkt a von zwei Kräften Q und R_1 mit demjenigen o der beiden anderen P und R_2 durch die Gerade ao verbindet, und nun eine Zerlegung von Q nach dieser Richtung ao und derjenigen F_1F vornimmt, wodurch man die Größe von R_1 in bc erhält. In derselben Größe ergiebt sich auch die andere Reaction R_2, die man erhält, sobald man durch c die Gerade cd parallel mit D_1D zieht, während die Triebkraft P durch da gefunden wird.

Um auch die Größe der Kraft P aus dem Widerstande Q durch eine Formel zu bestimmen, kann man sich am einfachsten des gezeichneten Diagramms bedienen. Verlängert man nämlich die beiden Druckkräfte R_1 und R_2 der Führungen bis zu ihrem Durchschnittspunkte f, so muß für diesen Punkt Gleichheit der statischen Momente von P und Q bestehen, und man hat daher $Ph_1 = Q(h + h_1)$, unter h den senkrechten Abstand der Stichelschneide A und unter h_1 die Entfernung des Durchschnittspunktes f von der Richtung der Triebkraft P verstanden. Dieser letztere Abstand h_1 bestimmt sich aus der horizontalen Entfernung l der Angriffspunkte D und F der Führungsreactionen, wenn die Kraft P mitten zwischen DE und FG angreifend angenommen wird, durch

$$h_1 = \frac{l}{2} \operatorname{cotg} \varrho = \frac{l}{2 \operatorname{tg} \varrho},$$

so daß mit diesem Werthe von h_1 die Kraft P sich ergiebt zu $P = Q \frac{h + h_1}{h_1} = Q \frac{2 h \, tg \, \varrho + l}{l} = Q + 2 Q \frac{h \, tg \, \varrho}{l}$. Jede der beiden gleichen Führungsreactionen dagegen folgt, wenn o als Mittelpunkt der statischen Momente angenommen wird, aus: $Q h = R l \cos \varrho$ zu $R_1 = R_2 = Q \frac{h}{l \cos \varrho}$.

Man sieht aus dem obigen Ausdrucke für P, daß die zur Bewegung des Stichels erforderliche Kraft um so größer ausfällt, je kleiner h und je größer l ist. Hieraus erklärt sich die Forderung einer möglichst langen Schlittenführung und einer thunlichst geringen freien Länge des Stichels, auch ist die letztere Größe von hervorragender Bedeutung für die Genauigkeit der zu erzielenden Arbeit der Maschine, wie sich aus der folgenden Betrachtung ergiebt.

Abgesehen davon, daß die Stichelbarre unter dem Einfluß der an der Stichelschneide einseitig auf sie wirkenden Kraft Q einer Durchbiegung oder Federung ausgesetzt ist, deren Betrag mit der freien Länge des Stichels zunimmt, muß durch die auf die Führungen entfallenden Drucke R_1 und R_2 nothwendig eine gewisse, wenn auch nur kleine Zusammendrückung des Materials hervorgerufen werden, in Folge deren die Axe der Stichelbarre sich gegen ihre ursprüngliche Lage um den kleinen Winkel γ neigt, der durch $\gamma = \frac{2 \delta}{l}$ bestimmt ist, wenn δ die geringe Zusammendrückung in D und in F bedeutet. In Folge dieser kleinen Neigung bewegt sich die Stichelspitze in einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt in der Mitte M zwischen D und F anzunehmen ist, und hierdurch erfährt die Schneide des Stichels eine Senkung im Betrage $\sigma = M A_0 . \gamma = M A_0 \frac{2 \delta}{l}$, die also um so größer ausfällt, je länger $M A_0$ und je kürzer l ist. Es ergiebt sich also auch mit Rücksicht auf eine möglichst genaue Arbeit des Hobelns die Nothwendigkeit thunlichst langer Führungen, und man erkennt aus der vorstehenden Betrachtung, warum der Schub des Stichels bei allen Feilmaschinen nur eine mäßige Größe haben darf.

In Betreff der Geschwindigkeit dieser Maschine kann Folgendes bemerkt werden. Wenn der größte Ausschub des Stichels durch s_1 gegeben ist, so folgt die Zeit eines solchen Ausschubes zu $t = \frac{s_1}{v}$, worin v die nach §. 147 zu bestimmende Geschwindigkeit während des Hobelns bedeutet. Wenn dabei ein gewöhnliches Kurbelgetriebe zur Verwendung kommt, bei welchem der Rückgang mit derselben Geschwindigkeit erfolgt, wie der Vorwärtsgang, so ist diese Zeit t für eine halbe Kurbelumdrehung anzu-

nehmen, und daher folgt die Umdrehungszahl der Kurbelwelle in der Minute zu $n = \frac{60\,v}{2\,s_1}$.

Für den Fall jedoch, daß der Rückgang ein beschleunigter ist, gilt die oben gefundene Zeit $t = \frac{s_1}{v}$ für eine Drehung der Kurbel um den dem Vorgange entsprechenden Winkel, so daß, wenn dieser Winkel durch α bezeichnet wird, die Zeit einer ganzen Kurbelumdrehung zu

$$t_1 = \frac{2\,\pi}{\alpha}\,t = \frac{2\,\pi}{\alpha}\,\frac{s_1}{v}$$

sich ergiebt, woraus die in jeder Minute anzuordnende Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{\alpha}{2\,\pi}\,\frac{60\,v}{s_1}$$

folgt. Diese dem größten Ausschube s_1 des Stichels zugehörige Umdrehungszahl der Kurbel ist zu erreichen bei dem langsamsten Gange der Betriebsscheibe, also, wenn der Riemen über den größten Lauf der an der Hobelmaschine und über den kleinsten Lauf der auf dem Deckenvorgelege befindlichen Stufenscheibe geführt wird. Bezeichnet man hierbei die Umdrehungszahl der Stufenscheibe durch n_1, so ergiebt sich das Umsetzungsverhältniß für die zwischen der Antriebswelle und der Kurbelaxe befindlichen Zahnräder zu $\frac{n}{n_1}$.

Es ist leicht zu ersehen, daß bei Benutzung der übrigen Läufe der Stufenscheiben, wofür die Umdrehungszahlen der Stufenscheibe durch $n_2, n_3, n_4 \ldots$ bezeichnet werden mögen, die passende Größe des Stichelausschubes sich zu bezw.

$$s_2 = \frac{n_1}{n_2}\,s_1;\; s_3 = \frac{n_1}{n_3}\,s_1;\; s_4 = \frac{n_1}{n_4}\,s_1 \ldots$$

ergiebt. Es ist auch ersichtlich, daß wegen der Anwendung des Kurbelgetriebes die Geschwindigkeit des Stichels hierbei nicht gleichmäßig die zu Grunde gelegte Größe von v haben kann, daß vielmehr dieser Werth nur als der mittlere während jedes Ausschubes anzusehen ist, da die wirkliche Geschwindigkeit von Null in den Todtlagen der Kurbel bis zu einem den Werth von v entsprechend übersteigenden Betrage sich erhebt.

Beispiel. Beträgt der größte Ausschub des Stichels bei einer vorliegenden Feilmaschine $s_1 = 0{,}3$ m und soll die mittlere Arbeitsgeschwindigkeit gleich 0,120 m angenommen werden, so muß die Kurbelwelle, wenn der Rückgang nicht beschleunigt ist, in jeder Minute $n = \frac{60 \,.\, 0{,}12}{2 \,.\, 0{,}3} = 12$ Umdrehungen machen. Wenn dagegen bei der Verwendung einer oscillirenden Kurbelschleife nach Fig. 547 oder bei

Whitworth'schen Getriebes nach Fig. 548 der Vorschub eine Kurbelumdrehung um $\alpha = 240^0$ erfordert, daher die mittleren Geschwindigkeiten bei dem Vorschube und Rückgange sich wie 2 : 1 verhalten, so darf der Kurbelwelle eine Umdrehungszahl von $n = \frac{240}{360}\frac{60 . 0,12}{0,3} = 16$ gegeben werden, die daher in dem Verhältniß 4 : 3 größer ist als im ersteren Falle. Macht die Stufenscheibe der Feilmaschine bei dem langsamsten Gange 50 Umdrehungen in der Minute, so hat man zwei Zahnräder im Verhältniß 12 : 50 oder 16 : 50 anzuordnen. Gesetzt nun, die Durchmesser der drei Läufe der beiderseits gleichen Stufenscheiben wären zu 200, 300 und 400 mm gewählt worden, so ergiebt sich zunächst für das Deckenvorgelege eine Umdrehungszahl von $z = 50 \cdot \frac{400}{200} = 100$.

Daraus folgt weiter die mittlere Geschwindigkeit der Stufenscheibe an der Feilmaschine zu ebenfalls 100 Umdrehungen, während sie für den schnellsten Gang zu 200 Umdrehungen sich berechnet. Es würden daher diese beiden Geschwindigkeiten passend für einen Ausschub des Stichels von 0,15 m und bezw. 0,075 m zu wählen sein. Es ist aus der ganzen Darstellung übrigens ersichtlich, daß man die in §. 147 als passend angegebenen Geschwindigkeiten in allen Fällen der Praxis nur als annähernd festzuhaltende Werthe anzusehen hat.

§. 159. **Rundhobelapparate.** Zum Hobeln runder Gegenstände verwendet man außer der im §. 157 angegebenen Einrichtung noch verschiedene Apparate, von denen hier einige angeführt werden sollen.

In Fig. 564 ist eine Vorrichtung dargestellt, welche, auf dem Tische der Hobelmaschine befestigt, die Aufnahme des zu bearbeitenden Gegenstandes

Fig. 564.

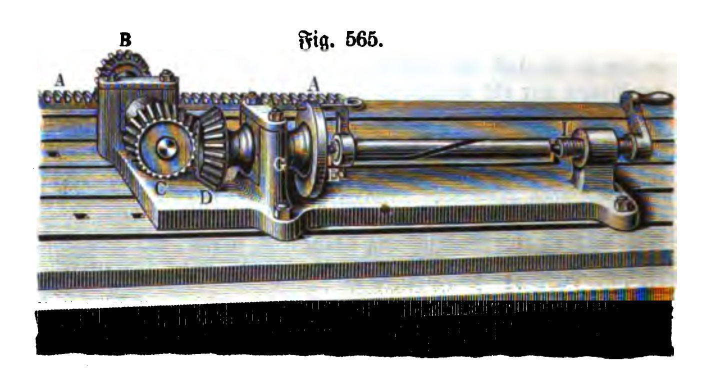


zwischen den beiden Spitzen A und B gestattet, so daß durch das Schneckenrad C und die eingreifende Schraube ohne Ende D dem Arbeitsstücke jede beliebige Drehung um die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen mitgetheilt werden kann. In Folge dieser Anordnung ist es möglich, mittelst der gewöhnlichen Tischhobelmaschine eine cylindrische Fläche herzustellen, oder auch in einer solchen einzelne axiale Rillen oder Furchen zu erzeugen, wie dies beispielsweise bei der Herstellung der geriffelten Streckcylinder von Spinnmaschinen geschieht. In diesem Falle kann auch die Umdrehung des Arbeitsstückes vor jedem Schnitte selbständig mittelst eines Schaltrades erfolgen, das bei dem Wechsel der Tischbewegung durch einen Anstoßknaggen

jedesmal um einen Zahn verstellt wird. Bei Feilmaschinen kann man den Apparat dazu benutzen, um an den eingespannten Gegenstand unter bestimmtem Winkel gegen einander geneigte Ebenen anzuarbeiten, wenn man die Verstellung durch die Umdrehung der Schnecke mittelst einer aufgesteckten Handkurbel bewirkt, und den Stichel senkrecht zu der Axe der Spitzen arbeiten läßt.

Wenn es sich dabei um die Herstellung schraubenförmig gewundener Nuthen auf einem Cylinder handelt, so hat man die Einrichtung in der Weise zu treffen, daß während des Hobelns dem Gegenstande eine gleichmäßige Drehung um die Axe ertheilt wird, zu welchem Zwecke der Apparat eine Einrichtung erhalten kann, wie sie durch Fig. 565 [1]) veranschaulicht wird. Die Figur läßt erkennen, wie der zwischen die Spitzen E und I

Fig. 565.



gespannte Gegenstand bei der Längsbewegung des den Apparat tragenden Hobeltisches eine gleichmäßige Umdrehung dadurch erhält, daß ein auf einer Queraxe befindliches Zahnrad B in die Zähne einer auf dem festen Gestell der Hobelmaschine angebrachten Zahnstange A eingreift, und daß die hierdurch der Queraxe mitgetheilte Drehung vermittelst der Kegelräder C, D auf den Gegenstand übertragen wird. Es ist ersichtlich, daß die Ganghöhe der auf solche Art erzeugten Schraubenfurche sich durch $h = \pi b \frac{d}{c}$ ausdrücken läßt, wenn b, c und d die Theilkreisdurchmesser der gleich bezeichneten Räder bedeuten, und daß man daher durch Veränderung des Umsetzungsverhältnisses zwischen den Kegelrädern die Möglichkeit hat, Schraubenfurchen von beliebiger Neigung zu hobeln. Man wird sich dieser Erzeugungsart aber immer nur bei sehr steilen Schrauben bedienen, da solche von geringerer Neigung, wie sie meistens vorzukommen pflegen, besser auf den

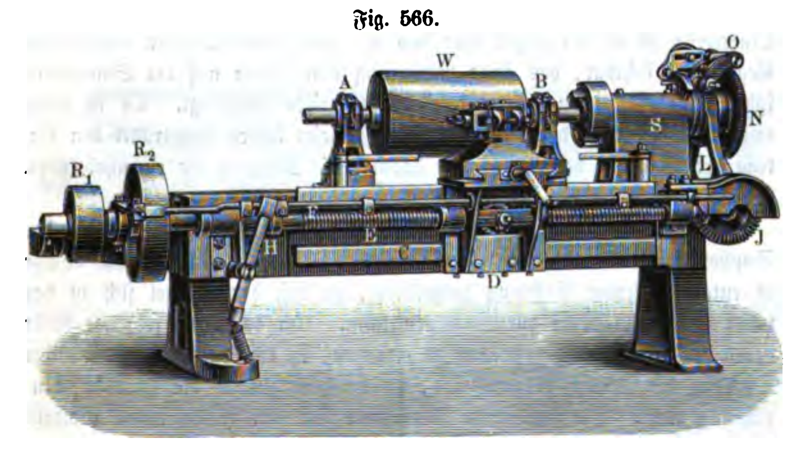
[1]) J. Rose, Modern Machine-Shop Practice.

dazu eingerichteten Drehbänken hergestellt werden können, worüber an der betreffenden Stelle das Weitere angegeben werden wird.

In einer im wesentlichen übereinstimmenden Weise arbeiten auch die Maschinen zum Ziehen der Läufe von Gewehren und Geschützen, d. h. zum Ausschaben oder Einhobeln der im Inneren des Rohres anzubringenden schraubenförmig gewundenen Nuthen, was immer durch die Vereinigung einer geradlinigen Verschiebung und einer Verdrehung des Stichels relativ gegen das betreffende Rohr erreicht wird.

Eine besondere Maschine, die ganz ausschließlich zur Herstellung der schraubenförmigen Riffeln in den Hartgußwalzen der Mahlmühlen angewandt wird, zeigt Fig. 566 nach der Ausführung von Escher, Wyß & Cie. in Ravensburg. Die zu riffelnde Walze *W* findet ihre Unterstützung in den Lagern *A* und *B* der einer Drehbank ähnlichen

Fig. 566.



Maschine, deren Gestell *C* an der Vorderseite mit prismatischen Führungen versehen ist, an denen der den Stichel tragende Support *D* mittelst der Längsschraube *E* entlang geführt wird. Die Umdrehung dieser Schraube erfolgt von einer der beiden Riemscheiben R_1 und R_2, die durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen in entgegengesetzter Richtung umgedreht werden, und zwar wird durch die kleinere Scheibe R_1 der Rückgang des Supports mit größerer Geschwindigkeit bewirkt, als der durch die größere Scheibe R_2 veranlaßte Arbeitsgang bei dem Hobeln. Der Support ist mit der Querbewegungsvorrichtung zum richtigen Anstellen des Stichels versehen, wodurch es ermöglicht ist, Walzen von verschiedenem Durchmesser zu riffeln. Die selbstthätige Umsteuerung des Supports erfolgt in gewöhnlicher Art durch die Steuerstange *F*, gegen deren versetzbare Anstoßknaggen der Support trifft, und durch deren abwechselnde Verschiebung der Steuerhebel *H* eine

zwischen den Scheiben verschiebliche Kuppelungsmuffe bald mit der einen, bald mit der anderen Riemscheibe in Verbindung bringt. Eigenthümlich ist hierbei die zur Ueberwindung der Todtlagen an der nach unten hin fortgesetzten Verlängerung des Ausrückhebels H angebrachte Feder, die in der senkrechten Stellung dieses Hebels gespannt ist, und bei der geringsten Bewegung über diese Todtlage hinaus durch Kniehebelwirkung die vollständige Aus- und bezw. Einrückung der Kuppelung veranlaßt.

Die Spindel S, mit welcher die Walze W durch einen Mitnehmer auf Drehung verbunden ist, erhält während jedes Stichelganges eine geringe Drehung mit gleichförmiger Geschwindigkeit dadurch, daß auf dem hinteren Ende dieser Spindel sich ein sectorenförmiger Arm L befindet, der an seinem Umfange mit Schneckenzähnen versehen ist, in die eine auf der darunter befindlichen Querwelle angebrachte Schraube ohne Ende eingreift. Von dieser in der Höhe der Längsspindel E senkrecht zu derselben gelagerten Querwelle ist in der Figur nur das auf dem vorderen Ende angebrachte Kegelrad J sichtbar, das seine Bewegung von einem auf der Schraubenspindel E befindlichen kleinen conischen Getriebe empfängt. Es ist leicht ersichtlich, wie man durch das Verhältniß dieser beiden Kegelräder den Betrag der Drehung der Walze und dadurch die Neigung der einzuhobelnden Riffeln nach Erfordern regeln kann.

Nachdem durch den Stichel eine Rille eingehobelt worden ist, wird der Support wieder zurückgeführt, bei welcher Rückführung sich auch die Walze in entgegengesetzter Richtung zurückdreht, so daß der Stichel sich in der zuvor gehobelten Rille zurückbewegen kann. Um dann die folgende Rille neben der soeben fertig gestellten zu erzeugen, ist eine entsprechende geringe Drehung der Walze vorzunehmen, zu welchem Zwecke die folgende Einrichtung dient. Die mit einem Mitnehmer für den rechtsseitigen Walzenzapfen versehene Spindel S ist auf ihrem hinteren Ende mit einem Schneckenrade N fest verbunden, in das eine Schraube ohne Ende eingreift, deren ruckweise Umdrehung von einem Schaltrade aus durch Vermittelung zwischengelegter Wechselräder bewirkt wird, sobald der Support seine Rückwärtsbewegung nahezu vollendet hat, und nachdem der Stichel aus der gehobelten Rille schon herausgetreten ist. Die Lager für die gedachte Schraube ohne Ende, sowie für das Schaltrad und die Wechselräder sind an dem erwähnten Sector L angebracht, welcher selbst lose drehbar auf dem Halse der Spindel S befindlich ist. Vermöge dieser Anordnung ist eine Umdrehung des Schneckenrades N durch seine Schraube ohne Ende erzielbar, ohne daß der Sector L an dieser Drehung sich betheiligen müßte, während dagegen eine Drehung des letzteren, wie sie während des Hobelns durch die Queraxe erfolgt, vermöge der Schnecke O und des Schneckenrades N auch die Walze W zu dieser Drehung nöthigt. Es ist auch ersichtlich, daß man

durch die Auswahl der zwischen dem Schaltrade und der Schnecke *O* angebrachten Wechselräder den Winkel, um den die Walze jedesmal verdreht wird, und damit die Anzahl der auf dem Umfange herzustellenden Riffeln verändern kann.

Da das Material der zu riffelnden Walzen meistens sehr hart ist, so erfolgt die Bewegung des Stichels mit nur geringer Geschwindigkeit, siehe §. 147, und man pflegt dem Stichel eine Form zu geben, welche mehr eine schabende als eigentlich schneidende Wirkung zur Folge hat. Aus Fig. 567 ist die Gestalt eines solchen Stichels zu erkennen, woraus man ersieht, wie der Querschnitt der Schneide der zu erzeugenden Form der Riffeln angepaßt ist. Dabei steht die vordere Fläche der Schneide, wie sie in der Figur durch die punktirte Linie *ab* angedeutet ist, senkrecht zu der einzuhobelnden Schraubenfurche, während die untere Fläche *ac*, wie bei

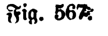
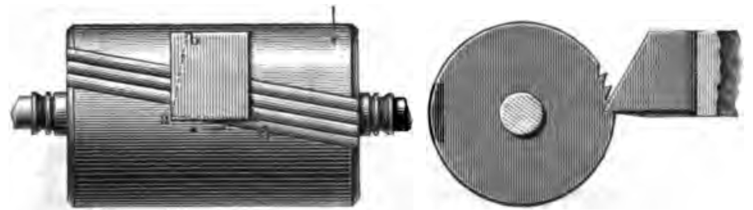


Fig. 567.



Sticheln allgemein erforderlich, um den kleinen Anstellwinkel *dac* von der gehobelten Furche abweicht.

Zum Schlusse möge noch eines interessanten Apparates gedacht werden, welcher von Greenwood angegeben ist und den Zweck hat, durch die geradlinige Bewegung des Tisches einer gewöhnlichen Tischhobelmaschine concav oder convex gekrümmte Flächen zu bearbeiten. Die hierzu dienende Vorrichtung besteht nach Fig. 568 [1]) (a. f. S.) aus einem zur Aufnahme des Arbeitsstückes *A* dienenden Parallelschraubstocke *B*, der zwischen den beiden Seitenwangen *C* einer auf dem Tische der Hobelmaschine zu befestigenden Platte *D* um eine Axe schwingend aufgehängt ist, die durch die beiden Bolzen *E* dargestellt ist. Außer in diesen beiden Bolzen ist die besagte Einspannvorrichtung noch in einem dritten Punkte dadurch unterstützt, daß ein mit dem Schraubstocke fest verbundenes Gabelstück *G* eine Führungsschiene *F* umfaßt, die auf dem Gestelle der Hobelmaschine unwandelbar befestigt ist. Wenn nun, wie aus der Figur ersichtlich ist, diese Führungsschiene in einer gegen die Bewegung des Hobeltisches geneigten Richtung festgestellt wird, so muß bei der Hin- und Rückbewegung des Tisches und

---

[1]) J. Rose, Modern Machine-Shope Practice.

der Einspannvorrichtung ein Heben oder Senken des Gabelstückes G erfolgen, wodurch der Schraubstock B mit dem darin befindlichen Arbeitsstücke eine um die Queraxe EE schwingende Bewegung erhält. Beispielsweise wird bei einer Bewegung des Tisches, wie sie nach der Figur dem Abschälen eines Spanes entspricht, die Gabel G auf der nach hinten ansteigenden Führungsschiene F sich erheben und bei der entgegengesetzten Bewegung sich wieder senken, wodurch der Stichel eine concave Fläche bearbeitet, wie die Figur erkennen läßt. Wenn man dagegen der Führungsschiene F nach hinten eine Senkung ertheilt, was dadurch ermöglicht wird, daß diese Schiene an dem festen Ständer P drehbar angebracht und in bestimmter Lage daran zu

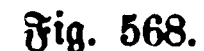
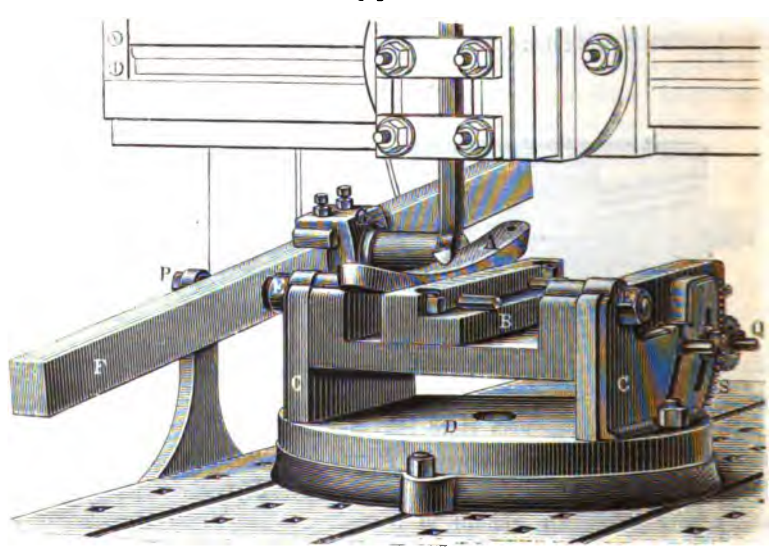


Fig. 568.



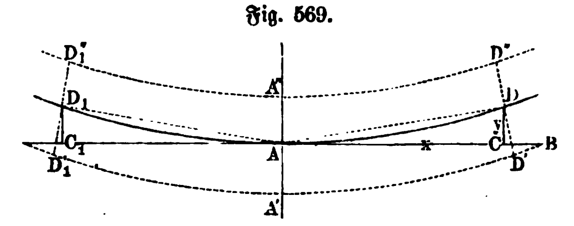
befestigen ist, so wird die pendelnde Bewegung des Arbeitsstückes eine solche sein, daß der Stichel eine convexe Fläche bearbeitet.

Der um die Bolzen E drehbaren Einspannvorrichtung kann man mittelst einer Queraxe Q, die durch kleine Zahnräder beiderseits in die gezahnten Sectoren S eingreift, eine beliebige Neigung gegen den Tisch der Hobelmaschine geben, wovon man Gebrauch macht, wenn man die Vorrichtung als einfache Spannkluppe bei dem Planhobeln unter Wegnahme der Führungsschiene F gebrauchen will, und der Gegenstand eine keilförmige Gestalt hat.

Es ist übrigens nicht schwer zu erkennen, daß der angegebene Apparat nicht zur Erzeugung von Kreiscylindern dienen kann, da die durch die

gewählte Bewegungsart erzeugten Flächen eine andere als kreisförmige Krümmung haben müssen. Um dies zu untersuchen, sei zuvörderst angenommen, die schneidende Stichelspitze stehe in derselben Höhe, wie die Axe der beiden Bolzen E, um welche die Schwingung des Arbeitsstückes erfolgt, und es möge diejenige Stellung des Arbeitsstückes ins Auge gefaßt werden, in welcher diese Axe gerade in die Stichelschneide getreten ist. In A, Fig. 569, sei die Stichelspitze und die Schwingungsaxe dargestellt, und AB bedeute die Bewegungsrichtung des Tisches, so daß also die Spitze A in der Geraden AB eine Furche einarbeiten würde, wenn das Arbeitsstück unwandelbar fest mit der Tischplatte verbunden wäre. Denkt man sich nun dem Tische eine Verschiebung um einen beliebige Größe $CA = x$ nach links ertheilt, so daß der Punkt C des Arbeitsstückes unter den Stichel tritt, so hat eine Senkung des Arbeitsstückes an dieser Stelle C um eine gewisse Größe $y = DC$ stattgefunden, in Folge deren nun der Stichel in dem Punkte D das Material bearbeitet. Diese Senkung läßt sich wie folgt

Fig. 569.



bestimmen. Wenn die Neigung der Führungsschiene gegen die Tischbewegung für jede Längeneinheit durch c ausgedrückt wird, so beträgt die Senkung der **Führungsgabel** in Folge der Bewegung um x die Größe cx. Diese Senkung gilt für denjenigen Punkt, um welchen die drehbar mit der Einspannvorrichtung verbundene Führungsgabel sich drehen kann, und wenn daher a den Abstand dieses Punktes von der Schwingungsaxe der Einspannvorrichtung bedeutet, so hat der Punkt C eine Senkung erhalten, die man durch $y = cx\frac{x}{a} = \frac{c}{a}x^2$ ausdrücken kann.

Dieselbe Betrachtung gilt übrigens auch für eine Bewegung des Tisches nach rechts, denn hierbei erfährt die Führungsgabel zwar eine Erhebung im Betrage von cx, aber der jetzt unter den Stichel gelangende Punkt C_1 des Arbeitsstückes wird, weil er auf der anderen Seite der Schwingungsaxe gelegen ist, ebenfalls einer Senkung im Betrage $D_1C_1 = \frac{c}{a}x^2$ ausgesetzt sein. Man hat daher die Beziehung $y = \frac{c}{a}x^2$, woraus man schließt, daß die Curve, welche die Relativbewegung der Stichelspitze gegen das Arbeits-

stück darstellt, eine **Parabel** sein muß. Hiernach läßt sich denn auch leicht die Form finden, die der Stichel erzeugen muß, wenn er um eine beliebige Größe $b = AA' = AA''$ unter oder über der Schwingungsaxe A befindlich ist. Da nämlich bei einer Bewegung des Tisches um $CA = C_1 A = x$ der Punkt D oder D_1 nach A gekommen ist, also die gerade Verbindungslinie AD oder AD_1 dann horizontal steht, so hat man nur in D oder D_1 das Loth zu AD und bezw. AD_1 zu zeichnen, und darauf nach unten oder oben den Abstand b anzutragen, um einen Punkt für die gesuchte Curve $D'A'D'_1$ oder $D''A''D''_1$ zu erhalten.

§. 160. **Stossmaschinen.** Auch bei den Stoßmaschinen erhält der Stichel oder Meißel die hin- und hergehende Arbeitsbewegung gegen das festliegende Arbeitsstück, und es besteht zwischen ihnen und den Feilmaschinen zunächst nur der Unterschied, daß der Stichel hierbei in senkrechter Richtung auf- und niedergeführt wird, wodurch die äußere Form der ganzen Maschine, insbesondere des Gestelles, wesentlich beeinflußt wird. Der Stichel ist hierbei meistens als ein senkrecht gestellter Stahlstab ausgeführt, derart, daß an seinem unteren Ende die Schneide befindlich ist, und die Bewegungsrichtung mit seiner Länge zusammenfällt. Hierdurch ist schon bedingt, daß der Hub nur ein mäßiger sein darf, bei welchem die Erzitterung und Federung des frei aus dem Werkzeugträger oder **Stößel** heraustretenden Stichels nur von geringem Betrage ist. Demgemäß eignen sich Stoßmaschinen auch nur für die Bearbeitung von Gegenständen, deren senkrechte Abmessungen gering sind; namentlich wendet man sie an, um die Keilnuthen in Radnaben herzustellen, woher der Name **Nuthstoßmaschinen** für sie gebräuchlich ist. Bei geeigneter Einrichtung der Schaltbewegung zur Spanversetzung, welche fast immer dem Arbeitsstücke und nur ausnahmsweise dem Werkzeugträger mitgetheilt wird, kann man auf den Stoßmaschinen irgend welche ebene oder allgemein cylindrische Flächen von beliebiger Querschnittsform herstellen. Vielfach benutzt man solche Maschine auch zum Ausarbeiten der Zahnlücken in **Zahnrädern**, in welchem Falle die arbeitende Stichelschneide genau nach dem Querschnitte der zu erzeugenden Zahnlücken geschliffen sein muß.

In Betreff der dem Stichel mitzutheilenden Arbeitsbewegung gelten die für Feilmaschinen gemachten Bemerkungen insofern, als man sich hierzu stets einer Kurbel mit veränderlicher Armlänge bedient, deren Bewegung unter Zuhülfenahme von Stufenscheiben durch einen Riemen bewirkt wird. Bei den größeren Maschinen läßt man den Rückgang mit größerer Geschwindigkeit als den Niedergang erfolgen, und wendet zu diesem Zwecke meistens das **Whitworth**'sche Getriebe, zuweilen auch elliptische Räder an.

Da der Stichel bei diesen Maschinen in der Regel unwandelbar fest mit der ihn tragenden Stange oder Barre verbunden ist, daher eine Ablösung

der Stichelschneide von der Arbeitsfläche nicht stattfindet, wie dies bei den gewöhnlichen vorbesprochenen Feil- und Hobelmaschinen in Folge der Befestigung des Stichels in einer schwingenden Klappe möglich ist, so kann die Vorrückung des Stichels nicht während des Rückganges erfolgen, sondern sie muß in der kurzen Zeit stattfinden, während welcher der Stichel sich gar nicht in Berührung mit der Arbeitsfläche befindet. Zu dem Behufe hat man daher den Hub des Stichels immer entsprechend größer als die eigentliche Schnittlänge zu wählen und für die Fortrückung ein Getriebe anzuordnen, das bei einem nur kleinen Drehungswinkel die erforderliche Schaltung bewirkt. Es giebt indessen auch solche Einrichtungen, die eine Ablösung der Stichelschneide von der Arbeitsfläche während des Aufganges bewirken, hierbei kann die Vorschiebung während des ganzen Rückganges stattfinden, also durch eine gewöhnliche Kurbel erzielt werden.

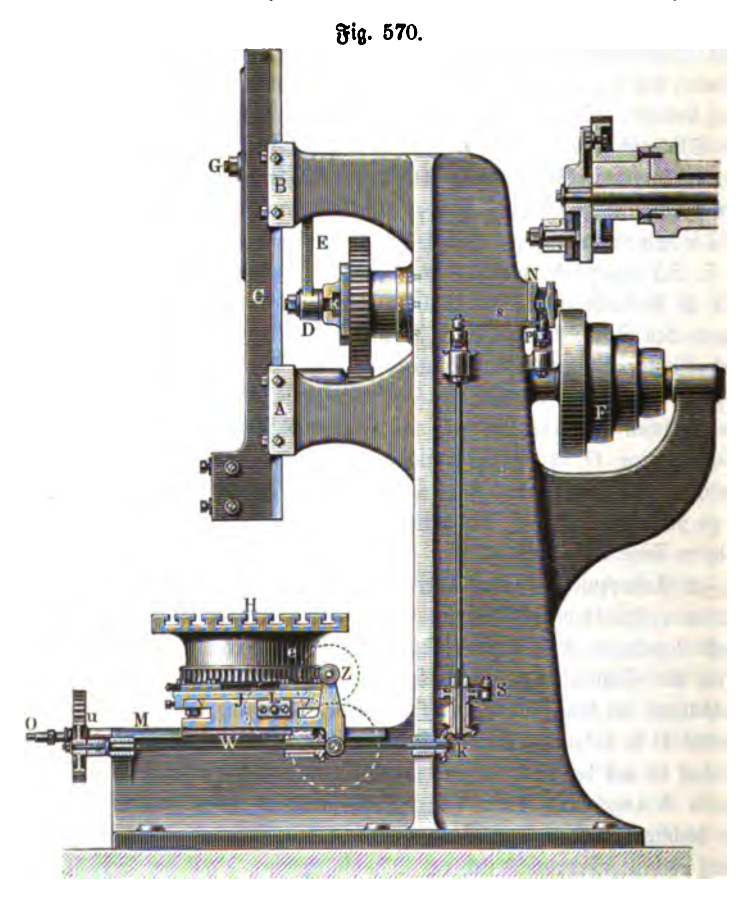
Die Einrichtung einer gewöhnlichen Stoßmaschine ist aus Fig. 570 [1]) (a. f. S.) ersichtlich, woraus man erkennt, daß die in Führungen bei A und B senkrecht bewegliche Stange C an ihrem unteren Ende zur Aufnahme des Stichels eingerichtet ist und durch die Kurbel K vermittelst der Schubstange E ihre auf- und niedersteigende Bewegung erhält. Die Bewegung erfolgt von der Welle der Stufenscheibe F aus mittelst des Whitworth'schen Getriebes in der aus Fig. 548 bekannten Art, wobei der Kurbelzapfen D in einem Schlitze der Kurbelscheibe K verstellt werden kann, während ebenso der Zapfen G in der gleichfalls geschlitzten Stange C so zu verstellen ist, daß der Stichel bis zu der durch das Arbeitsstück bedingten Tiefe niedergeht.

Zur Aufnahme des Werkstückes dient die horizontale, mit Aufspannnuthen versehene kreisförmige Tischplatte H, welche drehbar auf dem Schlittenstücke J gelagert ist, das einer Querbewegung senkrecht zur Ebene der Figur durch die Schraubenspindel L befähigt ist, während der Untersatz dieses Schlittens auf den Führungen M eine Längsbewegung durch die Schraubenspindel O in bekannter Art empfängt. Zur selbstthätigen Fortrückung des Tisches ist auf der nach hinten hinaus verlängerten Kurbelwelle die Nuthenscheibe N angebracht, deren Curvennuth bei n so ausgebuchtet ist, daß in der höchsten Stellung des Werkzeugträgers dem Hebel P eine kurze Schwingung ertheilt wird, die durch ein Schubstängelchen s auf die Schiebklinke S übertragen wird, durch deren Einwirkung das zugehörige Schaltrad seine absetzende Bewegung erhält. Wie durch die Kegelrädchen k diese Bewegung auf die wagerechte Axe W weiter fortgepflanzt wird, zeigt die Figur, und es ist auch deutlich, wie diese Umdrehung entweder durch die Stirnrädchen u zur Längsbewegung des Schlittens auf die Schraube O übertragen werden

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau.

oder wie die Schraube L bezw. die Schneckenwelle Z umgedreht werden kann. Im letzteren Falle wird durch eine auf Z befindliche Schraube ohne Ende der ringsum mit Schneckenradzähnen versehene Tisch H um seine Axe gedreht, so daß der auf- und niedergehende Stichel an dem Arbeitsstücke eine zur Drehaxe des Tisches concentrische Cylinderfläche bearbeitet. Es ist hierdurch also die Möglichkeit des Rundhobelns von Radkränzen oder

Fig. 570.

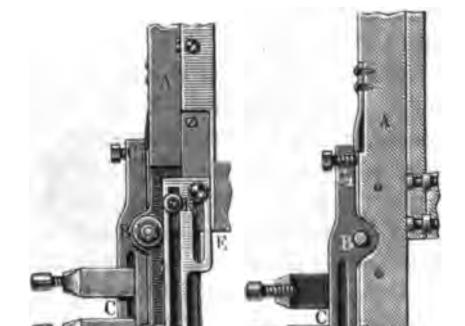


Kurbelnaben u. s. w. gegeben, wobei es natürlich darauf ankommt, das betreffende Arbeitsstück möglichst centrisch auf dem Tische H zu befestigen.

Um dem Stichel, der bei der vorbesprochenen Maschine mit dem Werkzeugträger unwandelbar fest verbunden ist, eine gewisse Beweglichkeit zu geben, die ein Ablösen der Schneide von der Arbeitsfläche während des Rückganges ermöglicht, haben Gschwindt & Zimmermann in Karlsruhe

eine Einrichtung getroffen, wie sie durch Fig. 571 zur Anschauung gebracht wird. Zur Aufnahme des Stichels dient hierbei die um einen am Stößel A festen Bolzen B drehbare Klappe C, die sich unterhalb gegen einen excentrischen Bolzen D stützt. Eine gegen den oberen Schwanz C_1 der Klappe wirkende Feder veranlaßt ein stetiges Anlegen der Klappe gegen diese excentrische Scheibe. Der excentrische Bolzen D erhält bei jedem Bewegungswechsel der Stichelstange eine kleine Drehung abwechselnd nach rechts oder links dadurch, daß ein kleiner Arm dieses Bolzens gegen einen der Anstoßknaggen k_1 oder k_2 trifft, die man zuvor in dem Schlitze einer an dem Gestell festen Schiene E in passender Entfernung von einander festgestellt hat. In Folge dieser Anordnung tritt der Stichel bei dem Hinaufgehen von der Arbeitsfläche zurück, so daß die Fortrückung des Tisches während der ganzen Zeit des Stichelaufganges erfolgen kann. Zu dem Ende wird die Schaltung durch eine Kurbel bewirkt, deren Umdrehungszahl natürlich mit der Anzahl der Schnitte des Stichels übereinstimmt.

Fig. 571.

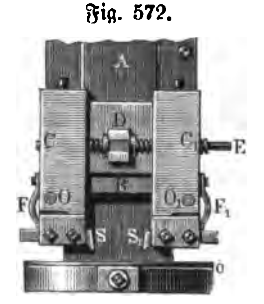


Um die sechskantigen Schaubenmuttern und Schraubenköpfe zu bearbeiten, hat man auch zuweilen von der Wirkung der Stoßmaschine Gebrauch gemacht, und zwar wendet man dabei zwei Stichel an, deren Abstand von einander gleich der Weite des zugehörigen Schraubenschlüssels, d. h. gleich dem Abstande von zwei gegenüberstehenden Flächen der sechskantigen Schraubenmutter ist. Die hierzu dienende Einrichtung des Werkzeugträgers ist in Fig. 572 (a. f. S.) angegeben. Mit dem senkrecht auf und nieder geführten Stößel A ist am unteren Ende ein Querstück B fest verbunden, auf dem an prismatischen Führungsleisten die beiden Schieber C und C_1 verstellbar sind, in denen die Stichel S befestigt werden. Vermittelst der mit rechtem und linkem Gewinde versehenen, in dem Kloben D drehbar gelagerten Schraubenspindel E kann die Entfernung der beiden Stichel genau geregelt werden, so daß die zwischen den Stichelu auf dem darunter befindlichen Tische befestigte Mutter auf beiden Seiten gleichzeitig mit ebenen Flächen im Abstande der Stichelschneiden versehen wird, sobald man eine Fortrückbewegung der Mutter in der zur Ebene der Figur senkrechten Richtung vornimmt. Jeder Stichel ist hierbei in einer um einen Bolzen O drehbaren Klappe befestigt, so daß bei

dem Rückgange ein Ablösen der Stichelschneide von der Arbeitsfläche stattfindet, während die Feder F bei dem beginnenden Niedergange den Stichel wieder in die für die Arbeit erforderliche Stellung zurückführt.

Zur Aufnahme der zu bearbeitenden Mutter ist die dazu dienende Tischplatte um eine senkrechte Axe drehbar, die genau in die Mittelebene zwischen den beiden Stichelschneiden einzustellen ist, und es muß das Aufspannen der zu bearbeitenden Mutter so geschehen, daß deren geometrische Axe mit dieser Drehaxe der Tischplatte zusammenfällt. Hiernach ist es ersichtlich, wie man nach der Bearbeitung von zwei gegenüberstehenden Flächen und darauf folgender Rückführung des Tisches durch eine Drehung des letzteren im Betrage von 60 Grad die beiden folgenden Seitenflächen bearbeiten kann. Man wendet übrigens dieses Verfahren des Hobelns bei Muttern nur seltener und zwar nur bei den größten Sorten derselben an, in den meisten Fällen bedient man sich der später zu besprechenden Fräsmaschinen zur Bearbeitung der Muttern.

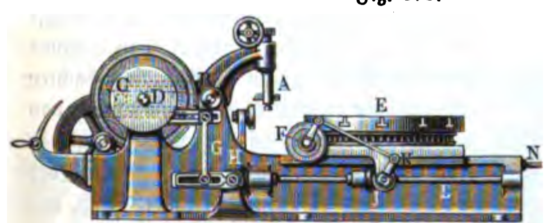
Fig. 572.

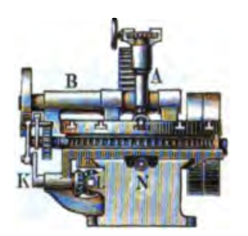


Wenn es sich um die Bearbeitung sehr langer Gegenstände auf Stoßmaschinen handelt, z. B. der Locomotivrahmen, so pflegt man den Maschinen eine solche Einrichtung zu geben, vermöge deren das Arbeitsstück ganz festgehalten wird und dem Stichel außer seiner auf- und absteigenden Arbeitsbewegung auch die Fortrückung nach zwei wagerechten zu einander senkrechten Richtungen ertheilt werden kann. Das Gestell der Maschine erhält hierbei die Gestalt eines entsprechend langen Rahmens, an dessen prismatischen Führungsleisten in der Regel zwei bis drei verschiedene von einander unabhängige Stoßapparate verschoben werden können. Jeder dieser Apparate besteht im wesentlichen aus einem Ständer, der auf den Wangen des Gestellrahmens eine hinreichend lange Führung findet, um sicher darauf entlang geführt zu werden. Zu dem letzteren Zwecke dient eine an dem Gestell befestigte Zahnstange, in die ein Getriebe eingreift, dessen Axe in dem Ständer gelagert ist und durch ein Schaltrad von der Kurbelwelle bewegt wird, die dem Stichel die auf- und niedersteigende Bewegung ertheilt. Die Führung der Stichelstange ebenso wie die zur Bewegung der letzteren dienende Kurbelwelle findet sich an einem Querschlitten, der an dem Ständer in einer horizontalen, zur Längsrichtung der ganzen Maschine senkrechten Richtung verschoben werden kann, und zwar ist die Anordnung so getroffen, daß man die gedachte Schaltbewegung entweder zur Längsverschiebung des Ständers auf dem Grundrahmen oder zur Querverschiebung des die Stoßstange tragenden Schlittens benutzen kann.

In Fig. 573 ist eine Maschine von R. Hartmann in Chemnitz versinnlicht, bei der dem Stichel anstatt der geradlinigen Bewegung eine Schwingung im Bogen um einen bestimmten Mittelpunkt ertheilt wird. Diese Maschine dient dem besonderen Zwecke der Bearbeitung der Radkränze von Eisenbahnwagenrädern im Inneren, wenn der Querschnitt daselbst durch einen Kreisbogen begrenzt sein soll, wie es vielfach der Fall ist. Aus der Figur ist ersichtlich, daß der Stichel quer durch die Stoßstange *A* gesteckt ist, die in dem um *B* drehbaren Winkelhebel *CBD* befindlich ist. Da der horizontale Arm *CB* dieses Winkelhebels zu einer Schleife ausgebildet ist, in welcher der Kurbelzapfen der treibenden Kurbelwelle *D* sich verschieben kann, so muß durch die Umdrehung dieser Welle der Winkelhebel in Schwingungen versetzt werden, in Folge wovon der Stichel sich concentrisch zu *B* bewegt und daher die Innenfläche eines auf dem Tische *E* befestigten Radkranzes nach dem zugehörigen Kreisprofile bearbeitet. Zu diesem Zwecke bedarf es nur einer absatzweisen geringen

Fig. 573.



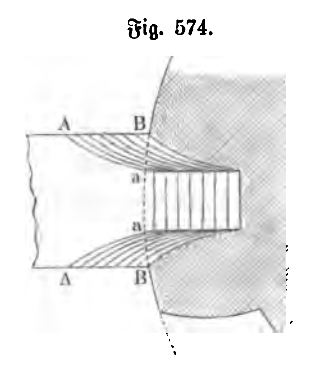


Drehung der Tischplatte *E* nach jedem Schnitte, und es dient hierzu eine auf der Axe *F* befindliche Schraube ohne Ende, welche in die an der Tischplatte angebrachten Schneckenzähne eingreift. Es ist auch aus der Figur zu erkennen, wie diese Drehung von dem schwingenden Hebel durch das Schubstängelchen *G* erfolgt, das mittelst der Kegelrädchen *H* und *J* dem Hebel *K* eine schwingende Bewegung mittheilt. Die Anordnung der liegenden, mit einer Längsnuth versehenen Zwischenwelle *L*, auf welcher die Kegelrädchen *J* und der Hebel *K* sich verschieben können, ist offenbar deswegen nöthig, um die Bewegungsübertragung immer zu sichern, in welche Entfernung von dem Stichel auch die Mitte der Tischplatte gebracht wird. Wie die Verstellung der Tischplatte entsprechend dem Durchmesser des zu bearbeitenden Radkranzes mittelst der Schraubenspindel *N* geschehen kann, bedarf nach dem Vorhergegangenen keiner besonderen Erläuterung.

Man hat die Stoßmaschinen auch dazu verwendet, um die Zahnlücken kleinerer Stirnräder aus dem vollen Material (Gußeisen) auszuarbeiten, zu welchem Zwecke man dem Stichel die genaue Form der herzustellenden Zahnlücke giebt. Selbstredend ist es nicht möglich, das ganze, die Lücke

erfüllende Material mit einem Schnitte zu beseitigen, man kann den Zweck nur dadurch erreichen, daß man den Stichel aus seiner anfänglichen Stellung AA in Fig. 574, wo er den Radkranz nur mit der äußersten Schneide aa berührt, in die Endstellung BB, die er bei vollendeter Zahnlücke einnimmt, durch schrittweise Verschiebung nach jedem gemachten Schnitte überführt. Zu diesem Ende wird bei derartigen Maschinen der Stichelträger in einem Schlittenständer geführt, der auf dem betreffenden Gestelle einer selbstthätigen Verschiebung durch ein entsprechendes, von der Kurbelwelle der Stoßstange bewegtes Schaltwerk unterworfen wird, während das zu bearbeitende Rad auf einem Bolzen befestigt während des Stoßens einer Bewegung nicht ausgesetzt wird. Wenn in dieser Art eine Zahnlücke ausgearbeitet ist, empfängt der den Stößel tragende Schlitten eine schnelle Rückwärtsbewegung, wodurch der Stichel aus der erzeugten Zahnlücke ganz heraustritt, so daß nunmehr dem zu bearbeitenden Rade eine Drehung um seinen centralen Bolzen in demjenigen Winkelbetrage ertheilt werden kann, welcher der beabsichtigten Zähnezahl entspricht. Die Skizze einer solchen von Evringhaus[1]) in Barmen gebauten Maschine, in welcher die gedachten Bewegungen sämmtlich ganz selbständig von der Maschine ausgeführt werden, ist in Fig. 575 gegeben. Der zur Aufnahme des Stichelträgers A dienende Ständer B ist, wie aus der Figur ersichtlich ist, zu einem auf den horizontalen Bahnen des Gestelles C verschieblichen Schlitten ausgebildet, so daß

Fig. 574.



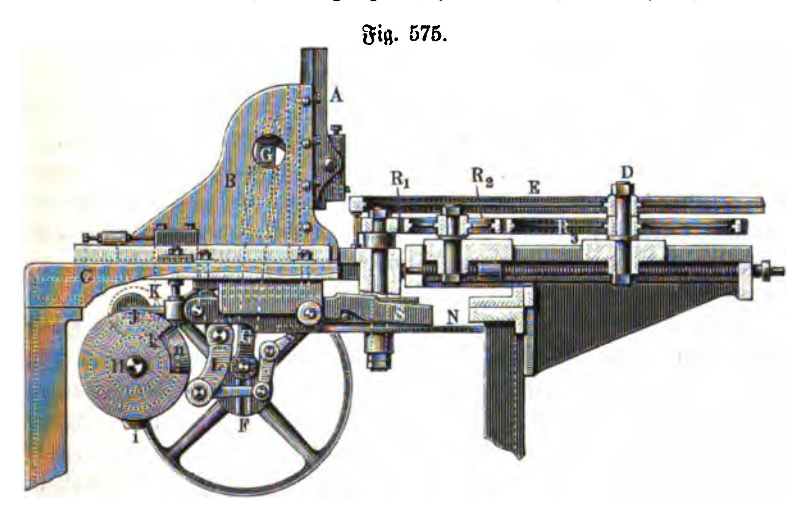
ihm und dem Stichel eine Bewegung gegen das auf dem drehbaren Bolzen D befestigte Rad E ertheilt werden kann, in welches die Zähne eingestoßen werden sollen. Da die hierzu nöthige Verschiebung nur gering, nämlich nur gleich der Tiefe der zu erzeugenden Zahnlücken ist, so konnte die Kurbelwelle F, die dem Stichelträger die auf- und niedergehende Bewegung mittheilt, fest an dem Gestelle gelagert werden, indem die den Stichelträger bewegende Schubstange G in Folge dieser geringen Verschiebung in ihrer Mittellage nur unmerklich von der senkrechten Richtung abweichen kann.

Von der Kurbelwelle F aus wird durch ein Excenter, dessen Stange eine Schaltklinke bewegt, mittelst des zugehörigen Schaltrades die Hülsaxe H in schrittweise Umdrehung versetzt, und diese Bewegung wird durch zwei gleich große kleine Stirnräder auch der darüber gelagerten anderen Hülswelle J mitgetheilt. Eine auf dieser Welle J befestigte spiralförmige

[1]) D. R.-P. Nr. 56011.

Scheibe K drückt bei ihrer Bewegung langsam den Schlitten B nach rechts, so daß der Stichel bei jedem folgenden Schnitte etwas tiefer in den Radkranz eindringt, wie durch Fig. 574 erläutert wurde. Nach einer ganzen Umdrehung dieser Scheibe K tritt deren Ansatz oder Stufe k gegen den betreffenden Anstoßknaggen des Schlittens, so daß in diesem Augenblicke eine Rückführung desselben geschehen kann. Diese zu bewirken, dient die Hülfswelle H, die wegen der gleichen Räder in derselben Zeit wie J eine Umdrehung macht. Eine auf dieser Welle befindliche Scheibe trägt am Umfange den Daumen i, welcher, gegen den Hebel L wirkend, die Rückführung des Schlittens besorgt, während unmittelbar darauf eine Curvennuth bei n einen anderen Hebel zum Ausschlagen nöthigt, wodurch die Schiebklaue S für eine Theilscheibe N in solche Bewegung versetzt wird, daß dadurch diese Theil-

Fig. 575.



scheibe um eine Theilung herumgedreht wird. Da diese Drehung durch die Stirnräder R_1, R_2, R_3 auf den das Rad E tragenden Bolzen und damit auf dieses Rad übertragen wird, so wird bei der nun folgenden wiederholten Wirkung des Stichels die nächste Zahnlücke in dem gehörigen Abstande neben der vorher erzeugten eingestoßen.

Die Zahl der dem Rade zu gebenden Zähne bestimmt sich hiernach aus der Eintheilung der Theilscheibe N und aus den Zähnezahlen der Räder R_1 und R_2 wie folgt. Ist die Theilscheibe in gleichmäßiger Eintheilung mit n Löchern versehen, und wird sie durch die Schiebklinke jedesmal um ein Loch weiter gedreht, so erfolgt hierbei eine Drehung des zu bearbeitenden Rades auf dem Bolzen D in dem Betrage $\frac{1}{n}\frac{r_1}{r_3} = \frac{1}{z}$ einer Umdrehung,

wenn r_1 und r_3 die Zähnezahlen von R_1 und R_3 vorstellen, so daß das Rad z Zähne erhält. Das zwischen R_1 und R_3 befindliche Rad R_2 ist offenbar ohne Einfluß auf die Zähnezahl, dasselbe wird nur verwendet, um bei großem Durchmesser von E die Bewegung von N auf E bequem übertragen zu können, ohne deswegen sehr große Zahnräder anwenden zu müssen. Hat das zu bearbeitende Rad kleineren Durchmesser, so kann dasselbe auch auf der Axe von N oder von R_2 befestigt werden. Da die Theilscheibe N in mehreren concentrischen Kreisen verschiedene Eintheilungen aufweist, und da die Räder R_1 und R_3 als sogenannte Wechselräder dem Bedürfniß entsprechend ausgewählt werden können, so ist dadurch die Möglichkeit geboten, die Zähnezahl des zu zahnenden Rades in gewissen Grenzen beliebig zu bestimmen. Die Bolzen von R_2 und R_3 sind, um den richtigen Eingriff der Wechselräder zu erzielen, auf Schlittenstücke gestellt, denen durch gesonderte Schrauben die erforderliche Verstellung mitgetheilt werden kann. Die Tiefe der Zahnlücken hat man dadurch zu bestimmen in der Hand, daß man den Anstoßknaggen des Schlittens B, gegen den die Spiralscheibe K trifft, bei dem Rückführen des Schlittens dieser Scheibe mehr oder weniger nähert.

Die Verwendung dieser Maschine setzt zur Erzeugung genauer Zähne voraus, daß der Schneide des Stichels die genau richtige Form nicht nur anfänglich ertheilt, sondern auch dauernd erhalten werde, worauf bei dem Schärfen des stumpf gewordenen Stichels eine besondere Sorgfalt zu verwenden ist.

Es ist leicht ersichtlich, daß es nicht möglich ist, in dieser Art mit Hülfe eines dem Profil der Zahnlücke entsprechenden Stichels die Zähne von Kegelrädern zu erzeugen, da bei denselben die Querschnitte der Zähne an verschiedenen Stellen sich wie deren Abstände von der Axe verändern. Wenn man doch besondere Stoß- oder Hobelmaschinen zur Erzeugung von Kegelradzähnen ausgeführt hat, so stimmen dieselben, so verschieden sie auch in den Einzelheiten sein mögen, immer darin überein, daß dem Stichel, der sich meist, wie bei den Feilmaschinen, in einer horizontalen Bahn hin und her bewegt, eine solche Beweglichkeit mitgetheilt wird, vermöge deren seine Spitze stets nach einem und demselben Punkte, nämlich nach der Spitze des betreffenden Kegels, gerichtet ist, der die Grundform des herzustellenden Rades bildet. Zu dem Behufe macht man die Führungsbahn des Stichelträgers meist um diesen Punkt drehbar und ertheilt derselben bei festgehaltenem Rade gegen das auf einer Axe aufgespannte Rad eine solche relative Bewegung nach zwei zu einander senkrechten Richtungen, wie sie den Coordinaten der Zahncurve entspricht, wozu man sich passend einer der Zahnform entsprechenden Schablone bedient. In Folge hiervon schabt die Stichelspitze in einzelnen dicht neben einander liegenden, den Erzeugungslinien der Zahnflächen entsprechenden Zügen die gewünschte Zahnform aus.

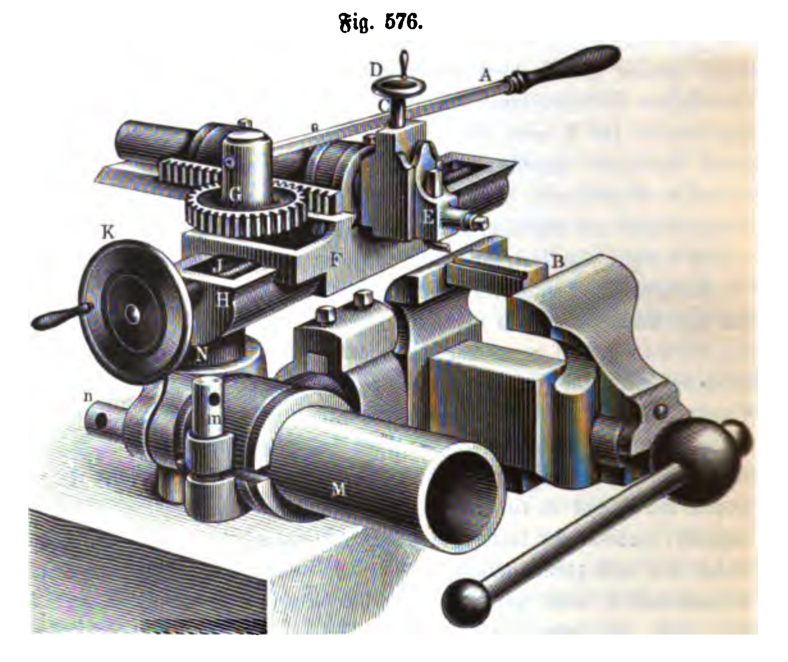
Diese Maschinen, welche in allen Fällen eine sehr verwickelte Anordnung zeigen, werden indessen vergleichsweise nur selten ausgeführt, und sie bedürfen, wenn sie ihrem Zwecke, der Herstellung genauer Zahnformen, dienen sollen, einer sehr aufmerksamen und geschickten Bedienung.

Handhobelmaschinen. Es sollen unter diesem Titel nicht diejenigen Hobel- oder Feilmaschinen besprochen werden, welche sich bei wesentlich derselben Anordnung, wie sie vorstehend besprochen wurde, dadurch kennzeichnen, daß die Bewegung, d. h. die Umdrehung der betreffenden Betriebswelle, anstatt durch Elementarkräfte, durch die Hand des Arbeiters bewirkt wird, weil hierin ein wesentlicher Unterschied nicht begründet sein kann, sondern es mögen noch einige abweichende Einrichtungen besprochen werden, die dem Zwecke dienen, gewisse Werkzeuge zu schaffen, mit denen die Arbeit der vorbesprochenen Hobelmaschinen ebenfalls erzielt werden kann. Solche Werkzeuge haben für kleinere Werkstätten ohne Betriebskraft unter Umständen gewisse Vortheile, zuweilen auch gestatten sie die Bearbeitung größerer und schwererer Gegenstände, deren Aufbringung auf eine gewöhnliche Hobel- oder Stoßmaschine mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden sein würde. §. 161.

Eine vergleichsweise einfache Maschine, die in kleineren Werkstätten, denen eine Hobelmaschine mit Kraftbetrieb nicht zur Verfügung steht, mit Vortheil zur Bearbeitung von kleineren Gegenständen benutzt wird, ist die durch Fig. 576 (a. f. S.) veranschaulichte Handhobelmaschine, oder richtiger Feilmaschine. Wie die Figur erkennen läßt, wird hierbei der in einer kleinen Klappe nach Art wie bei den gewöhnlichen Feilmaschinen eingespannte Stichel durch die schwingende Bewegung des Handhebels A in wagerechter Linie hin- und zurückgeführt, indem durch diesen Hebel ein kleines Zahnrad gedreht wird, das in eine an dem Werkzeugträger angebrachte Zahnstange eingreift, wodurch der letztere in den prismatischen Führungen des Sattelstückes hin und zurück bewegt wird. Der unter dem Stichel angebrachte Schraubstock B dient zur Aufnahme des Arbeitsstückes, an welchem eine horizontale oder verticale Fläche angearbeitet wird, je nachdem man den Stichel in der einen oder anderen Richtung fortrückt. Zur senkrechten Verstellung dient die Schraubenspindel C mit Handrad D, durch deren Umdrehung der die Klappe E aufnehmende Schieber entsprechend verschoben werden kann, und zwar muß diese Verschiebung nach jedem Schnitt von der Hand des Arbeiters ausgeführt werden. Dagegen erfolgt die horizontale Verschiebung selbstständig bei dem Hobeln dadurch, daß der Sattel F, welcher die Führungsprismen für den Stichelträger sowie das treibende Zahnrad G trägt, auf der horizontalen Bahn H mittelst einer zwischen deren Wangen enthaltenen Schraubenspindel J bewegt wird. Diese Bewegung erfolgt durch eine an der hinteren Seite dieses Sattels angebrachte Mutter (in

der Figur verdeckt), die durch ein an ihr befindliches Schaltrad vor jedem Schnitte ein wenig gedreht wird. Diese Drehung bewirkt ein an dem Stichelträger befindlicher Stift, der bei dem Stichelrückgange gegen den Schalthaken stößt. Wird dabei die Schraubenspindel *J* an der Drehung verhindert, etwa durch Festhalten des Handrades *K*, so muß diese Drehung der Mutter eine Verschiebung derselben und des ganzen Sattels *F* quer über das Werkstück zur Folge haben. Das Handrad *K* kann natürlich dazu dienen, diese Verschiebung auch freihändig zu bewirken. Wie man durch Verdrehung der cylindrischen Stangen *M* und *N* in den sie umschließenden Hülsen und darauf folgenden Feststellung mittelst der Schrauben *m* und *n*

Fig. 576.



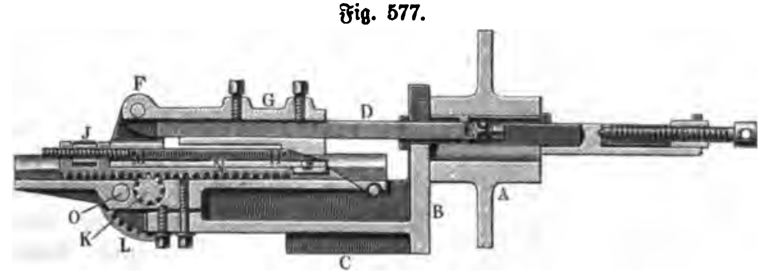
die Möglichkeit erhält, die Querbewegung auf dem Prisma gegen den Horizont zu neigen und bezw. schräg gegen das Arbeitsstück zu richten, ist aus der Figur ersichtlich.

Zum Einstoßen der Keilnuthen in die Innenflächen der ausgebohrten Radnaben, wie solche Nuthen zur Befestigung der Räder auf ihren Axen mittelst der dazu passenden Keile nöthig sind, bedient man sich vielfach in Ermangelung einer geeigneten Stoßmaschine des in Fig. 577 dargestellten einfachen Apparates von Weitmann[1]). Hierin stellt *A* die Nabe des zu

[1]) D. R.-P. Nr. 26898.

nuthenden Rades vor, das in geeigneter Art durch Kloben oder Bolzen an der Stirnplatte *B* des Werkzeuges befestigt ist, welches letztere selbst etwa in einen Schraubstock bei *C* eingespannt werden mag. In *D* ist die eigentliche Stoßstange dargestellt, welche an ihrem vorderen Ende den quer hindurchgesteckten Stichel *E* mit einer geraden Schneide von solcher Breite trägt, wie die herzustellende Nuth sie haben soll. Die Stichelstange *D* ist in der um den Bolzen *F* drehbaren Klappe *G* befestigt, welche letztere sich bei dem Vorschube von links nach rechts in Folge des auf den Stichel wirkenden Widerstandes mit der schrägen Fläche unterhalb auf den verschiebbaren Keil *H* stützt. Es ist hieraus ersichtlich, wie durch eine geringe Verschiebung dieses Keiles von links nach rechts, die durch die Umdrehung der Mutter *J* aus freier Hand zu bewirken ist, eine Erhebung der Stichelschneide veranlaßt wird, deren Betrag die Dicke des bei dem folgenden Schnitte abzulösenden Spanes bestimmt. Die Arbeitsbewegung des Stichels erfolgt durch Umdrehung einer auf die Axe *O* gesteckten Handkurbel, wodurch

Fig. 577.

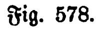


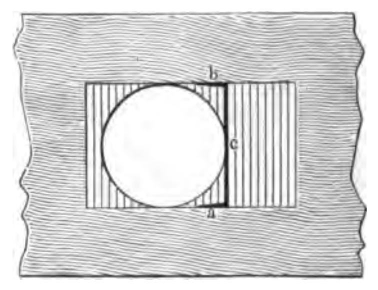
ein auf dieser Axe befestigtes kleines Stirnrad das innerlich gezahnte Rad *L* umdreht, und da mit diesem letzteren Rade das kleine in die Zahnstange *N* eingreifende Getriebe *K* fest verbunden ist, so erfolgt je nach der Drehungsrichtung der Kurbel die Vorwärts- oder Rückwärtsbewegung des Schlittens *M* mit der Klappe *G* und dem Stichel. Die Wirkungsweise des Apparates ist hiernach deutlich.

§. 162. **Stemmmaschinen für Holz.** Alle bisher besprochenen Maschinen sind nur für die Bearbeitung von Metallen oder anderen harten Materialien, wie z. B. auch von Steinen mittlerer Härte geeignet, während sie für Hölzer nicht verwendbar sind. Die sogenannten Holzhobelmaschinen arbeiten immer in einer anderen Art, als die für Eisen gebräuchlichen, indem dabei stets ein sehr schnell rotirendes Werkzeug in Anwendung tritt, wie es später, gelegentlich der Fräsen, näher besprochen werden soll. Diejenigen Maschinen, welche die Bearbeitung des Holzes mittelst eines geradlinig bewegten Messers von der Wirkungsweise des gewöhnlichen Handhobels bearbeiten, dienen meistens dem Zwecke einer Zertheilung der Blöcke in dünne Blätter, wie

sie bei der Darstellung der geschnittenen Fourniere durch die in §. 88 besprochenen Schälmaschinen angeführt wurde, so daß diese Art der Hobelmaschinen hier nicht angeführt werden muß. Dagegen wendet man in einzelnen Fällen die Stoßmaschinen auch für Holz an, und zwar insonderheit zur Erzeugung der rechteckigen Zapfenlöcher, wie sie zur Verbindung einzelner Holztheile so vielfach gebraucht werden. Die hierzu dienenden Maschinen führen den Namen Stemmmaschinen, weil sie die unter dem Namen des Stemmens bekannte Handarbeit zu ersetzen dienen, durch welche die besagten schlitzartigen Zapfenlöcher für gewöhnlich hergestellt werden.

Auch diese Stemmmaschinen arbeiten wie die vorgedachten Stoßmaschinen mit einem hin- und hergehenden Meißel, dessen Schneide indessen abweichend von derjenigen der bisher besprochenen Stichel eine U-förmige zu sein pflegt, Fig. 578, so daß daran drei Schneidkanten *a*, *b* und *c* vorhanden sind. Es geht daraus hervor, daß durch die dicht neben einander gelegenen Schnitte eine schlitzförmige Vertiefung entsteht, deren Breite mit der Länge der Hauptschneide *c* des Meißels übereinstimmt, während die Länge beliebig groß gemacht werden kann. Es ist hierzu erforderlich, daß vor dem Beginn der Arbeit durch Bohren eine cylindrische Höhlung von einem Durchmesser gleich der Breite des Zapfenloches hergestellt werde, damit die ersten Späne des Stemmeisens Raum finden, weshalb in der Regel jede Stemmmaschine mit einer Bohrspindel nach Art der später zu besprechenden Bohrmaschinen zur Herstellung dieses Loches versehen ist. Die Tiefe dieser Bohrung wird dann gleich der zu erzielenden Tiefe des Zapfenloches gemacht, und dem Stemmeisen der zugehörige bis zum Grunde dieser Bohrung reichende Hub gegeben. Um den Schlitz nach beiden Seiten hin rechtwinkelig zu begrenzen, ist es nöthig, das Stemmeisen so mit der Stoßstange zu verbinden, daß jederzeit bequem eine Wendung desselben um 180 Grad erfolgen kann. Diese Maschinen werden ebensowohl liegend wie stehend ausgeführt.

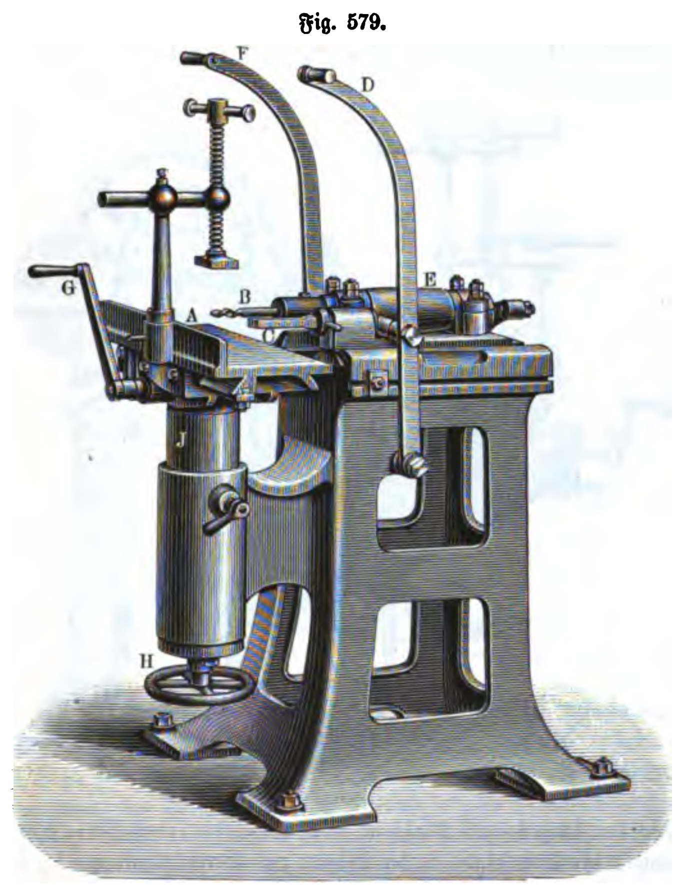

Fig. 578.



Eine liegende Maschine dieser Art stellt Fig. 579 vor, welche der Preisliste der Sächsischen Stickmaschinenfabrik in Kappel-Chemnitz entnommen ist. Das auf dem Tische *A* befindliche Holzstück ist, wie aus der Figur ersichtlich, der Wirkung entweder des Bohrers *B* oder des Stemmeisens *C* ausgesetzt, welches letztere die hin- und zurückgehende Bewegung von der Hand des Arbeiters mittelst des Hebels *D* erhält, während die Bohrspindel durch einen auf die Scheibe *E* laufenden Riemen von der

Betriebswelle umgedreht wird. Der hintere Handhebel F dient dabei zur Vorführung der in ihren Lagern verschieblichen Bohrspindel in deren Axenrichtung entsprechend der gewünschten Bohrtiefe. Durch stellbare Anstoßknaggen läßt sich diese Verschiebung der Bohrspindel ebenso wie diejenige des Stemmeisens genau begrenzen. Es ist ersichtlich, wie der beabsichtigte Zweck durch langsame Verschiebung der das Arbeitsstück tragenden Tisch-

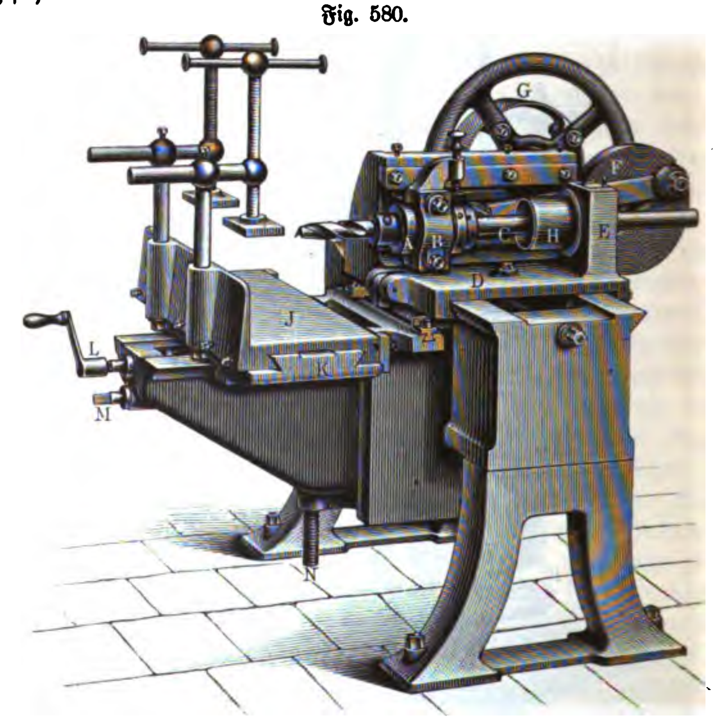
Fig. 579.



platte A in den unter derselben angebrachten prismatischen Führungen zu erreichen ist, und zwar wird diese Verschiebung durch Umdrehung der Handkurbel G bewirkt, deren Axe ein Zahngetriebe trägt, das in eine an der Tischplatte befindliche Zahnstange eingreift. Daß der Tisch sich vermittelst der durch das Handrad H umzudrehenden Schraubenspindel höher und tiefer stellen läßt, je nach der Stelle, wo das Zapfenloch hergestellt werden soll,

ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Drehbarkeit des Tisches um den cylindrischen Fuß *J*, wodurch ein Schrägstellen des Holzes und somit die Herstellung schräger Schlitze ermöglicht wird. Das Stemmeisen ist in dem dasselbe führenden Stößel so befestigt, daß die erforderliche Wendung um 180° leicht erfolgen kann. Es mag bemerkt werden, daß eine Bewegung des Tisches durch die Handkurbel *G* während der Wirkung des Bohrers die Herstellung langer Löcher ebenfalls gestattet, worüber bei der Besprechung der sogenannten Langlochbohrmaschinen das Nähere angeführt werden wird.

Fig. 580.



Von der dargestellten Maschine wird angegeben, daß bei 2000 Umdrehungen der Bohrspindel in der Minute eine Betriebskraft von 1/2 Pferdekraft erforderlich ist, und daß die Maschine Schlitze bis zu 35 mm Breite und 150 mm Tiefe bei einer Länge von 200 mm herzustellen gestattet. Durch Umwenden der Hölzer und Stemmen von beiden Seiten kann man demzufolge Hölzer bis zu 250 mm Dicke der ganzen Stärke nach durchstemmen.

Eine aus derselben Fabrik stammende, gleichfalls horizontale Stemmmaschine zeigt die Fig. 580. Hierbei ist der in Schwalbenschwanzführungen

horizontal bewegliche Schlitten oder Stößel A mit einem Lager B versehen, in dem die drehbare Spindel C ihre Unterstützung findet, und es ist die Einrichtung so getroffen, daß diese Spindel ebensowohl einen Bohrer wie auch das Stemmeisen aufnehmen kann. Die zweite Unterstützung findet die Spindel in dem an dem Sattel D befindlichen Lager E, durch welches die Spindel sich der Länge nach hindurchziehen kann, wenn dem Stößel A durch die Kurbelstange zum Stemmen die hin- und hergehende Bewegung mitgetheilt wird. Die mit stellbarem Kurbelzapfen versehene Kurbelscheibe F erhält ihre Umdrehung von der Riemscheibe G, während bei dem Bohren ein auf die Scheibe H der Bohrspindel laufender Riemen den Betrieb vermittelt. Wie aus der Figur ersichtlich ist, kann bei dieser Maschine ebensowohl das auf dem Tische J befestigte Arbeitsstück auf der Prismenführung K, wie auch der das Werkzeug tragende Sattel D auf dem Gestelle verschoben werden, und zwar dienen zur Erzielung dieser Verschiebungen Schraubenspindeln, deren Umdrehung durch Handkurbeln erfolgt. Man pflegt bei der Bearbeitung schwererer Arbeitsstücke diese fest liegen zu lassen, und die Verschiebung dem Werkzeuge mitzutheilen, während leichtere Arbeitsstücke mit dem Tische verschoben werden können. An dem das Werkzeug tragenden Schlitten D sind natürlich auch die Lager für die Kurbelaxe angebracht, so daß der ganze Triebapparat an der Verschiebung des Schlittens Theil nimmt, zu welchem Zwecke das Deckenvorgelege mit einer entsprechend langen Riementrommel versehen ist, welche die Verschiebung des Riemens gestattet. Die Querverstellung der Tischplatte durch die Schraube L, sowie die Veränderung der Höhenlage mittelst der Schraubenspindel N, die durch die Queraxe M mit Hülfe von zwei Kegelrädern umgedreht werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Der Kraftbedarf dieser Maschine, welche runde Löcher bis zu 100 mm Durchmesser und Schlitze bis zu 60 mm Breite, 300 mm Länge und 250 mm Tiefe zu erzeugen gestattet, wird zu $1^1/_2$ Pferdekraft angegeben.

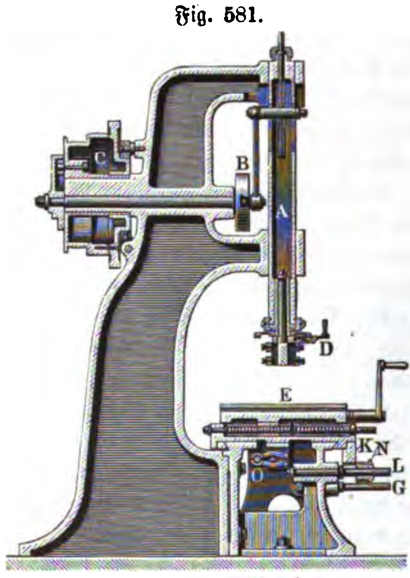
Durch die Fig. 581[1]) (a. f. S.) ist eine aus der Maschinenfabrik Grafenstaden hervorgegangene verticale Stemmmaschine erläutert, die in ihrer ganzen Einrichtung große Aehnlichkeit mit den oben besprochenen Stoßmaschinen für Metalle zeigt. Wie bei diesen wird der in den Führungen am Gestell senkrecht bewegte Stößel A von der Kurbelscheibe B in Bewegung gesetzt, und ein schnellerer Rückgang durch das aus dem Früheren bekannte Whitworth'sche Getriebe C erzielt. Der zum Wenden mittelst der Handhabe D eingerichtete Meißelhalter kann zwei Stemmeisen aufnehmen, um für den Fall der Verwendung von Doppelzapfen die beiden Zapfenlöcher gleichzeitig stemmen zu können. Wie das auf dem Tische E

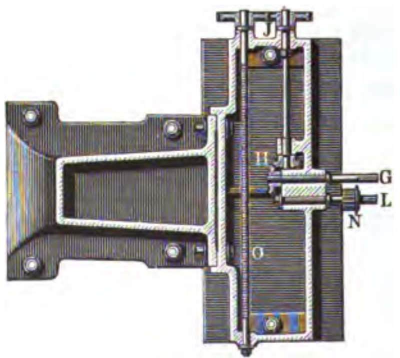
---

[1]) Hartig, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau.

befestigte Arbeitsstück durch die Schraubenspindel O von der Handkurbelwelle G aus mittelst der Kegelräder H und der Stirnräder J der Länge nach unter dem Stemmeisen bewegt werden kann, ist nach dem Früheren aus der Figur zu erkennen. Um bei langen Schlitzen eine schnellere Rückführung des Tisches zu ermöglichen, ist der letztere unterhalb noch mit einer Zahnstange K versehen, in die das auf der Handkurbelwelle L befindliche Zahnrad N eingreift, so daß durch Umdrehung dieses Zahnrades die Rückführung des Tisches mit größerer Geschwindigkeit bewirkt werden kann, sobald zuvor die Schraubenspindel O von ihrer Mutter gelöst worden ist, zu welchem Zwecke die letztere aus zwei Theilen besteht, die von einander so weit entfernt werden können, daß die Muttergewinde außer Eingriff mit den Schraubengängen der Spindel treten. Diese Einrichtung wird auch bei den später zu besprechenden Drehbänken wieder vorkommen.

Fig. 581.



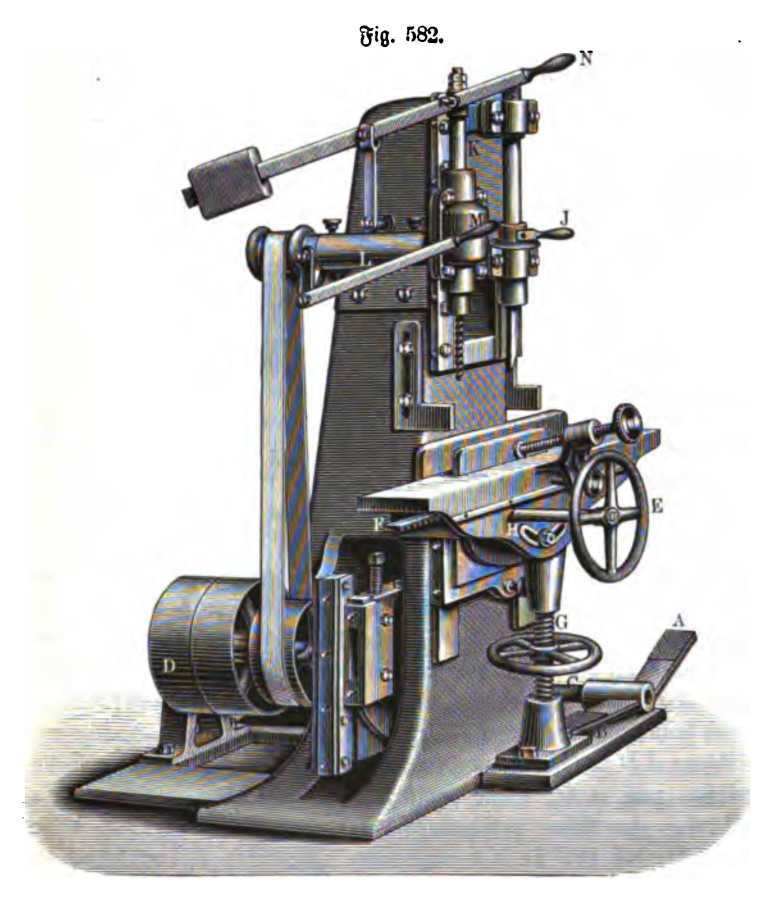


Bei der hier besprochenen Maschine entspricht dem größten Hube des Stößels von 170 mm und einer Anzahl von 136,7 Umdrehungen der Kurbelwelle eine mittlere Geschwindigkeit des Werkzeuges bei dem Niedergange von 649 mm in der Secunde, während die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit 961 mm beträgt, so daß sich das Verhältniß der mittleren Geschwindigkeiten für den Niedergang und den Rückgang zu 1,48 bestimmt. Die Fortrückung beträgt dabei für jeden Hub des Werkzeuges etwa 0,53 mm.

Von der vorstehend besprochenen Maschine unterscheidet sich die durch Fig. 582 erläuterte von Ernst Kirchner & Co. in Leipzig in verschiedener Hinsicht. Zunächst ist bei derselben die Antriebswelle D im

unteren Theile des aus einem kräftigen Hohlgußständer gebildeten Gestelles gelagert, und es ist die Einrichtung so getroffen, daß nach der Ueberführung des Betriebsriemens auf die feste Riemscheibe zwar die Welle derselben in Umdrehung geräth, der Stößel aber noch still steht und erst in auf- und abgehende Bewegung kommt, sobald der Fußtritt *A* niedergedrückt wird. Das hierzu dienende Getriebe, das im Folgenden näher erläutert wird,

Fig. 582.



wirkt dabei derartig, daß der Hub des Stößels um so größer wird, je tiefer der Fußtritt niedergetreten wird, wogegen die Stoßstange in der höchsten Lage in Ruhe kommt, sobald man durch Niedertreten des anderen Fußtrittes *B* in die in der Figur dargestellte Lage der Axe *C* dieser Tritte eine entgegengesetzte Drehung ertheilt. Auch ist die Wirkung dieses Getriebes insofern eigenthümlich, als vermöge desselben dem Stemmeisen bei jeder

einzelnen Umdrehung der Triebaxe zwei Doppelhübe ertheilt werden, so daß die Antriebswelle D entsprechend langsamer umgehen kann. Die Einrichtung der das Holz aufnehmenden Tischplatte ist aus der Figur ersichtlich, insonderheit ist es deutlich, wie durch die Umdrehung des Handrades E eine Längsverschiebung der Tischplatte mit Hülfe einer unterhalb angebrachten Zahnstange F zu ermöglichen ist, und wie der Tisch durch die Schraube G höher oder tiefer gestellt werden, auch vermöge des bogenförmigen Schlitzes H in schräger Lage festgestellt werden kann. Die Wendung des Stemmeisens mittelst des Griffes J kann in der höchsten Lage während des Stillstandes bequem vorgenommen werden.

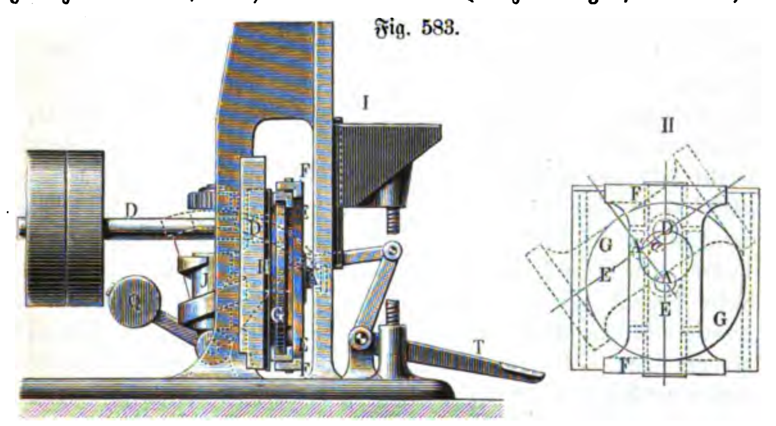
Die neben der Stoßstange angebrachte Bohrspindel K empfängt ihre drehende Bewegung durch die Queraxe L mittelst des Riemens, sobald durch den Handhebel M die Kuppelung eingerückt wird, und es erfolgt die Vorschiebung des Bohrers durch den anderen Handhebel N, der in Folge des an seinem hinteren Ende angebrachten Gegengewichtes die Bohrspindel selbstständig wieder emporzieht, wenn dieselbe vorn nicht niedergedrückt wird. Als Vorzug dieser Bauart wird der feste Stand der Maschine und die Freiheit von Erzitterungen in Folge des kräftigen breitbasigen Gestelles und des von unten erfolgenden Betriebes angeführt. Diese Maschine stemmt Löcher bis zu einer Tiefe von 300 mm und einer Breite von 60 mm; man kann ohne Umspannen des Arbeitsstückes Schlitze bis zu 400 mm Länge stemmen.

Das zur Bewegung der Stoßstange bei dieser Maschine angewendete Getriebe ist durch Fig. 583 [1]) verdeutlicht. Hierbei ist der Kurbelzapfen A, von welchem aus durch eine nach oben geführte Schubstange die auf- und niedergehende Bewegung des Schlittens für das Stemmeisen erfolgt, nicht unwandelbar fest mit der Triebaxe D verbunden, sondern in der Mitte eines rahmenförmigen Schiebers E an diesem befestigt. Dieser Schieber wird durch einen auf der Betriebswelle D an deren vorderem Ende angebrachten prismatischen Ansatz gezwungen, an der Umdrehung der Welle theilzunehmen, jedoch kann das Schieberstück E sich bei dieser Umdrehung gleichzeitig in der Richtung AD verschieben, zu welchem Ende der gedachte Ansatz der Welle D zwischen zwei in der Figur punktirt gezeichneten Führungsleisten befindlich ist. Zu dieser Verschiebung wird das Schieberstück E dadurch veranlaßt, daß zwei an ihm angebrachte Querleisten F eine festgehaltene kreisförmige Scheibe G an deren Umfange umfassen, derart, daß diese Querleisten in jeder Lage des Stückes immer die feste Scheibe in zwei diametral gegenüber liegenden Punkten berühren. Denkt man beispielsweise die Triebaxe und damit das Schieberstück E um einen beliebigen Winkel $EDE' = \alpha$, Fig. II, gedreht, so steht der Kurbelzapfen in dem Fußpunkte A' des durch

[1]) D. R.-P. Nr. 35988.

die Mitte A der festen Führungsscheibe auf die Richtung DE' des Schiebers gezogenen Lothes, da, wie leicht zu ersehen ist, eine mitten zwischen den beiden Führungsbacken F zu diesen parallel gezogene gerade Linie immer durch die Mitte der festen Scheibe A hindurchgehen muß. Hieraus folgt, daß bei der gedachten Bewegung der Zapfen A sich in einem Kreise bewegt, dessen Durchmesser durch den Abstand AD gegeben ist, um welchen die Führungsscheibe G excentrisch zur Triebaxe D gestellt ist. Man erkennt übrigens auch leicht, daß der Kurbelzapfen A diesen Kreis während einer ganzen Umdrehung der Triebaxe D zweimal durchläuft, eine Eigenschaft des Getriebes, worauf bereits oben aufmerksam gemacht wurde. Es ist auch unschwer zu erkennen, daß dieses Getriebe mit dem in Th. III, 1, §. 11 besprochenen übereinstimmt, das der Hauptsache nach aus einer Stange von bestimmter Länge besteht, deren beide Endpunkte gezwungen sind, sich in zwei zu einander senkrechten Geraden oder Axen zu bewegen, und welches

Fig. 583.



Getriebe den bekannten Ellipsenlenkern (Th. III, 1), sowie dem später zu besprechenden Ovalwerke der Drehbänke zu Grunde liegt. Der Unterschied besteht nur darin, daß hier das Axenkreuz drehbar ist, und unter der Stange die feste Entfernung DA gedacht werden muß, indem jede der beiden Richtungen des besagten Axenkreuzes stets durch einen der beiden Punkte A und D hindurchgeht.

Es wurde im Vorstehenden die Führungsscheibe G als festliegend angenommen, eine Voraussetzung, welche auch während der regelmäßigen Arbeit der Maschine zutrifft. Es läßt sich aber der Abstand oder die Excentricität AD dieser Scheibe von dem Werthe Null bis zu einem gewissen Betrage verändern, und dadurch ist das Mittel gegeben, auch den Hub des Stemmeisens innerhalb dieser Grenzen beliebig festzusetzen. Diese Veränderlichkeit der Excentricität wird dadurch ermöglicht, daß die kreisförmige Führungs-

scheibe G an einer Platte H befindlich ist, welche sich in senkrechten Führungen verschieben läßt, und zwar erhält sie eine Verschiebung mittelst einer Schraubenspindel J, in deren Gewindegänge einige an der Platte H befindliche entsprechend gestaltete Zähne eingreifen. Da diese Schraubenspindel ihre Umdrehung von dem Fußtritte T aus unter Vermittelung eines Zahnrechens und einiger Stirnräder erhält, so ist hiernach ersichtlich, wie man vermittelst dieses Fußtrittes den Hub des Stemmeisens beliebig groß machen kann. Wenn man einen Druck auf den Tritt nicht ausübt, so wird durch die Wirkung des Gegengewichtes Q die Schnecke J so gedreht, daß die Platte ihre höchste Stellung einnimmt, für welche sie centrisch zur Triebaxe D steht, so daß in diesem Falle das Stemmeisen stillsteht, auch wenn die Triebaxe in Bewegung verbleibt. Durch Niedertreten des Fußtrittes wird der Hub des Stemmeisens in dem Maße vergrößert, in welchem die Neigung des Trittes erfolgt, und es muß dieser zur Erzielung eines gleichbleibenden Hubes daher in bestimmter Lage festgehalten werden. Dabei würde es für den die Maschine Bedienenden sehr lästig sein, wenn durch den Betrieb des Stemmeisens Stöße auf den Fuß des Arbeiters übertragen würden. Dies ist bei der hier gewählten Anordnung in Folge der Anwendung der Schnecke J vermieden, denn es ist nach dem über die Reibung und über den Reibungswinkel Bekannten ersichtlich, daß ein von dem Kurbelzapfen auf die Führungsscheibe G und die Platte H ausgeübter Druck, wenn er von den Zähnen der Platte H auf die Gewindegänge der Schnecke übertragen wird, ein Bestreben, diese Schnecke umzudrehen, nicht haben kann, sobald die Neigung dieser Schnecke gegen den zu ihrer Axe senkrechten Querschnitt den zugehörigen Reibungswinkel nicht übersteigt; eine Bedingung, der man leicht genügen kann. Als ein Uebelstand dieses Getriebes wird es angesehen werden müssen, daß bei der Umdrehung des den Kurbelzapfen tragenden Schieberstückes E dasselbe mit seinen Führungsbacken F den großen Umfang der Führungsscheibe G gleitend umkreist, womit ein beträchtlicher Reibungswiderstand verbunden sein wird.

§. 163. **Kraftbedarf der Hobelmaschinen.** Um den zum Betriebe der Hobelmaschinen erforderlichen Kraftbedarf zu ermitteln, sind von Hartig ausgedehnte Versuche[1]) angestellt worden, und zwar an vier Hobelmaschinen, drei Shapingmaschinen, drei Nuthstoßmaschinen, einer Mutterhobelmaschine, einer Holzabziehmaschine (Schälmaschine) und einer Stemmmaschine für Holz. Nach diesen Versuchen, die eingehend an der unten angegebenen Stelle angeführt sind, kann man den ganzen, zum Betriebe erforderlichen Kraftbedarf durch eine Formel $N = N_0 + \varepsilon G$ Pfkr. darstellen, worin N_0

1) E. Hartig, Mittheilungen d. k. sächs. polyt. Schule zu Dresden, 1873.

die für den Leergang nöthige Betriebskraft vorstellt, während unter G das in einer Stunde in Späne verwandelte Gewicht des Eisens bedeutet. Bei den Maschinen zur Bearbeitung des Holzes empfiehlt es sich mehr, anstatt des Spangewichtes das Volumen V des in Späne verwandelten Holzes der Bestimmung zu Grunde zu legen, und bei der nach Art des gewöhnlichen Handhobels arbeitenden Holzschälmaschine kann man in den Fällen, wo die abgeschälten Späne als das eigentliche Arbeitsproduct anzusehen sind, die Betriebskraft auch von der Größe F der stündlichen Schnittfläche abhängig machen, wie dies bei den Scheren und Sägen angegeben wurde.

In Betreff der Größe der beim Leergange aufzuwendenden Arbeit ergab sich natürlich eine große Verschiedenheit nicht nur nach der Größe der untersuchten Maschinen und dem Gewicht der bewegten Maschinentheile, sondern namentlich auch nach der verschiedenartigen Construction. Insbesondere zeigte sich die Art des zur Bewegung des Tisches oder des Stößels angewandten Getriebes von großem Einfluß auf den Betrag des Leergangswiderstandes. Bei den Maschinen mit beschleunigtem Rücklauf erwies sich der Widerstand während des Rücklaufes immer erheblich größer, als derjenige bei dem Vorwärtsgange, und zwar zeigte sich dieser Widerstand im allgemeinen um so größer, je mehr die Rücklaufsgeschwindigkeit diejenige des Vorwärtsganges übertraf.

Bei den durch Zahnstangen vermittelst einer Umsteuervorrichtung bewegten Hobelmaschinen ergab sich während der Umsteuerungen an beiden Enden eine sehr bedeutende Steigerung des Widerstandes, noch über denjenigen Widerstand hinaus, dem die Maschine während des Arbeitens ausgesetzt war. Beispielsweise entsprach der Widerstand des Leerganges bei einer untersuchten langen Grubenhobelmaschine einer Betriebsarbeit von:

0,73 Pfkr. während der Zeit t_1 des Vorwärtsganges,
1,22 „ „ „ „ t_2 „ schnelleren Rücklaufes,
4,03 „ „ „ „ t_0 der Umsteuerungen.

Man erhält daher einen Durchschnittswerth für den mittleren Widerstand des Leerganges durch den Ausdruck:

$$N_0 = \frac{0,73\, t_1 + 1,22\, t_2 + 4,03\, t_0}{t_1 + t_2 + t_0}.$$

Da in diesem Ausdrucke nur die Zeit t_0 der Umsteuerungen einen constanten Werth hat, wogegen die Zeiten t_1 und t_2 von der Länge L des Ausschubes abhängig sind, indem sich $t_1 = \frac{L}{v_1}$ und $t_2 = \frac{L}{v_2}$ setzen läßt, wenn v_1 und v_2 die Geschwindigkeiten für den Vorwärtsgang und für den Rücklauf bedeuten, so ergiebt sich, daß die Leergangsarbeit bei diesen Maschinen auch von der Länge der Tisch- oder Supportbewegung abhängig ist. Diese Verschieden-

heit war bei der angeführten Art der Maschine jedoch nur gering, so daß man dabei für die Leergangsarbeit einen von der Größe des Ausschubes unabhängigen mittleren Werth annehmen kann.

Dagegen wird bei den Nuthstoßmaschinen die Leergangsarbeit ganz erheblich durch die Größe des Stößelhubes beeinflußt. Bezeichnet man dieselbe durch h und bedeutet n die Anzahl der Stichelspiele oder die Umdrehungszahl der den Stößel bewegenden Kurbel in der Minute, so kann man die Leergangsarbeit für diese Maschinen durch einen Ausdruck von der Form $N_0 = A n + B n h$ Pfkr. zur Darstellung bringen, worin A und B bestimmte, aus den Versuchen herzuleitende Coëfficienten sind.

Bei der durch eine Kurbelschwinge bewegten Tischhobelmaschine ergab sich ebenfalls der bei dem beschleunigten Rücklaufe auftretende Widerstand entsprechend der bedeutenden Ungleichförmigkeit der Maschine sehr groß.

Was den Widerstand betrifft, welcher der eigentlichen Nutzarbeit bei dem Hobeln zugehört, so fand sich, daß der Coëfficient ε für Gußeisen kleiner wurde, wenn der Querschnitt des abgelösten Spans zunahm, während bei Schmiedeisen im Gegentheil eine Zunahme dieses Werthes mit dem Spanquerschnitte nachweisbar war. Man kann sich dieses abweichende Verhalten etwa damit erklären, daß die Gußeisenspäne in kurze Bruchstücke zerfallen, so daß dem in §. 149 angegebenen Verhalten gemäß der Widerstand sich in kurzen Zwischenräumen zu Null verringert, während das zähe Schmiedeisen lange lockenförmige Späne bildet, die sich von dem Stichel abbiegen, wobei sie mit um so größerem Drucke gegen die Fläche des Stichels gepreßt werden, je dicker diese Späne sind. Die hierdurch an der Fläche des Stichels erzeugte Reibung ist die Ursache des vermehrten Widerstandes. Auf Grund der angestellten Versuche findet Hartig den Arbeitsaufwand für jedes Kilogramm stündlich abgehobelten Gußeisens bei einem Querschnitt des Spans von f qmm durch den Ausdruck $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$ Pfkr. dargestellt, welcher Ausdruck die zusammengehörigen Werthe von ε und f ergiebt:

$f =$	0,5	1	5	10	20	qmm
$\varepsilon =$	0,327	0,202	0,102	0,090	0,083	Pfkr.

Daß der bei verschiedenen Hobelmaschinen gefundene Werth von ε nicht durchweg dieselbe Größe hat, dürfte namentlich aus der verschiedenen Form und Zuschärfung der verwendeten Stichel, sowie aus der nicht übereinstimmenden Arbeitsgeschwindigkeit derselben zu erklären sein.

Das Verhältniß $\mu = \frac{N_1}{N}$ der zur eigentlichen Hobelarbeit verwendeten Betriebskraft $N_1 = \varepsilon\, G$ zu der ganzen zum Betriebe erforderlichen N kann man als den Wirkungsgrad der betreffenden Maschine ansehen. Dieser

Bruch schwankt bei den untersuchten Maschinen zwischen 0,24 und 0,776; er kann im Durchschnitt aller Versuche zu etwa $\mu = 0{,}553$ angenommen werden. In der umstehenden Zusammenstellung sind die hauptsächlich in Betracht kommenden Ergebnisse der Hartig'schen Versuche wiedergegeben, wobei zu bemerken ist, daß L den Ausschub des Tisches oder Stichels in Metern, n die Anzahl der Schnitte in der Minute, v die Schnittgeschwindigkeit, δ die Dicke des Spans, d. h. die Vorstellung des Stichels nach dem Abhobeln einer Schicht, und β die Schnittbreite, d. h. die Querversetzung des Stichels nach jedem Schnitte in Millimetern, also $f = \beta\,\delta$ den Querschnitt des Spans in Quadratmillimetern bedeutet. In Betreff der weiteren Einzelheiten muß auf die angeführte Quelle verwiesen werden. Wie die hier gefundenen Werthe zur ungefähren Ermittelung der für eine Maschine erforderlichen Betriebskraft zu verwerthen sind, mag weiter unten an einem Beispiele gezeigt werden.

Es kann hier noch erwähnt werden, daß man nach J. Hart[1]) den Widerstand, den das Werkzeug bei dem Ablösen eines Spans vom Querschnitte q findet, zu $p = a\,q\,K$ kg setzen soll, worin K die Festigkeit (absolute) des bearbeiteten Materials bezeichnet, während a einen von der Maschine abhängigen Coëfficienten bedeutet, den man annehmen soll zu

$a = 2$ für Drehbänke und Hobelmaschinen,
$a = 2{,}5$ für Stoßmaschinen, Shapingmaschinen und Cylinderbohrmaschinen.

Der Einfachheit wegen soll man dann die beiden schädlichen Widerstände des Leerganges und der durch die Nutzwirkung hervorgerufenen zusätzlichen Reibung zusammenfassen, indem man die zur Ueberwindung aller schädlichen Widerstände an dem Stichel anzunehmende Kraft zu $p_1 = m\,p$ voraussetzt, so daß man die Gesammtkraft zu

$$P = p + p_1 = (1 + m)\,p = (1 + m)\,a\,q\,K \text{ kg}$$

und bei einer Geschwindigkeit v des Stichels die erforderliche Arbeit zu $P v = (1 + m)\,a\,q\,K\,v$ mkg findet. Für den Werth, den man hierbei m beizulegen hat, giebt Hart an, daß derselbe zu

$m = 0{,}5$ für große Maschinen,
$m = 0{,}7$ für Maschinen mittlerer Größe und
$m = 1{,}0$ für kleine Maschinen und solche mit complicirten Mechanismen, Schneckengetrieben u. s. w.

gewählt werden könne. Dieser Werth m steht offenbar mit dem vorstehend als Wirkungsgrad bezeichneten Bruche $\mu = \frac{N_1}{N}$ in dem Zusammenhange

[1]) Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau von J. Hart.

Nummer	Maschine	Geschwindigt. d. Arbeiten v_1 mm	Geschwindigkeit beim Rücklauf v_2	Leergangsarbeit N_0 Pfd.	Betriebsarbeit N Pfd.	Wirkungsgrad $\mu = \frac{N-N_0}{N}$	Spangewicht stündlich G kg	Spandicke δ mm	Spanbreite β mm	Arbeit für 1 kg Späne stündlich ε Pfd.	Bemerkungen
1	Grubenhobelmasch.	57	$2,1\,v_1$	1,0	2,07	0,517	8,11	5,0	0,75	0,133 hart. Gußeisen	2 Stichel
2	Große Hobelmasch.	49	$2,2\,v_1$	0,61	1,49	0,591	23,62	16	1,37	0,037 weich. Gußeisen	—
3	Mittlere desgl.	54	$1,58\,v_1$	0,27	0,85	0,683	6,08	4,11	1,13	$0,077 + \frac{0,125}{f}$	$f = \delta\,\beta$ der Spanquerschnitt
4	Kleine desgl.	55	$1,73\,v_1$	0,12	0,25	0,520	1,3	2,7	0,73	0,116 Gußeisen	Kurbelschwinge
5	Große Shapingm.	89	$2\,v_1$	0,26	1,16	0,776	7,96	7,0	1,17	0,092 Schmiedeisen 0,059 Gußeisen	Spielzahl = 4,33; 7,27; 11,7; 18,7; 32,9 $N_0 = 0,15; 0,19; 0,26; 0,42; 0,74$
6	Kleine desgl.	49,7	$2\,v_1$	0,072	0,245	0,706	2,37	5,0	0,56	0,246 Stahl 0,081 Gußeisen 0,104 Schmiedeisen	n = 15; 18; 22,2; 27 $N_0 = 0,072; 0,098; 0,104; 0,125$
7	desgl. desgl.	146	v_1	0,088	0,163	0,460	2,70	2,5	0,58	0,028 Bronze 0,083 Gußeisen 0,134 Schmiedeisen	n = 57; 100; 176 $N_0 = 0,088; 0,139; 0,267$
8	Große Nuthstoßm.	139	$2\,v_1$	0,58	0,97	0,403	7,98	7,8	0,74	0,056 Gußeisen 0,133 Schmiedeisen	n zwischen 4,2 und 41,6 N_0 zwischen 0,44 und 0,95
9	Mittlere desgl.	69	$2\,v_1$	0,22	0,45	0,512	2,13	4,0	0,42	0,078 Gußeisen 0,124 Schmiedeisen	n = 12,7; 17,3; 28,4; 32,0 $N_0 = 0,11 + 0,069\,n\,h$
10	Kleine desgl.	152	v_1	0,09	0,28	0,679	1,48	4,75	0,39	0,115 Gußeisen	n = 19,2; 48,3; 106 $N_0 = 0,044 + 0,01\,n\,h$
11	Mutterhobelmasch.	205	v_1	0,88	0,50	0,240	1,44	2,18	0,19	0,106 Schmiedeisen	2 Stichel

NB. Die bearbeiteten Stücke bestanden bei Nr. 5 und 11 aus Schmiedeisen, bei Nr. 7 aus Bronze, sonst aus Gußeisen.

$\mu = \frac{N_1}{N} = \frac{N_1}{(1+m)N_1} = \frac{1}{1+m}$, so daß man daraus $m = \frac{1}{\mu} - 1$ erhält, was für die Werthe 0,5, 0,7 und 1,0 für m einem Wirkungsgrade μ von 0,667, 0,588 und 0,50 entspricht. Hartig führt auf Grund seiner Versuche an, daß die Größe der Maschine auf die Werthe von μ und m nicht von so hervorragender Bedeutung ist, und daß es vielmehr passend erscheint, sich für überschlägige Rechnungen in allen Fällen für m desselben Werthes 0,81 zu bedienen, welcher dem angeführten durchschnittlichen Wirkungsgrade $\mu = 0{,}553$ zugehört.

Beispiel. Wenn auf einer Hobelmaschine von mittlerer Größe eine gußeiserne Platte von 3 m Länge bearbeitet wird, und der Stichel einen Span von 8 mm Dicke bei einer Versetzung des Stichels nach jedem Schnitt um 1 mm ablöst, wie groß wird man die Betriebskraft veranschlagen können, wenn die Geschwindigkeit des Stichels bei der Arbeit 80 mm beträgt und der Rücklauf mit der doppelten Geschwindigkeit erfolgt?

Giebt man dem Tische der Hobelmaschine einen Ausschub von 3,2 m, so folgt die Zeit für einen Vorwärtsgang zu $t_1 = \frac{3200}{80} = 40$ Sec., diejenige für einen Rücklauf $t_2 = 20$ Sec. und man kann daher, wenn man für die beiderseitigen Umsteuerungen zusammen 5 Secunden annimmt, die ganze zu einem Schnitt erforderliche Zeit zu $t = 40 + 20 + 5 = 65$ Sec. annehmen. Demnach werden stündlich $\frac{60 . 60}{65} = 55{,}4$ Schnitte gemacht, woraus sich die während dieser Zeit in Späne verwandelte Materialmenge ermitteln läßt. Das Gewicht dieser Späne berechnet sich unter der Annahme einer Dichte des Gußeisens von 7,5 zu $G = 55{,}4 . 30 \frac{8}{100 . 100} 7{,}5 = 9{,}97$ oder rund 10 kg. Nimmt man für den Coëfficienten ε den aus der Formel $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$ sich ergebenden Werth von $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{8} = 0{,}093$ an, so erhält man daher die Nutzarbeit zu $\varepsilon G = 0{,}93$ Pfkr. und wenn man für den Leergang etwa 0,3 Pfkr. hinzufügt, so folgt die erforderliche Betriebskraft zu $N = 0{,}3 + 0{,}93 = 1{,}23$ Pfkr.

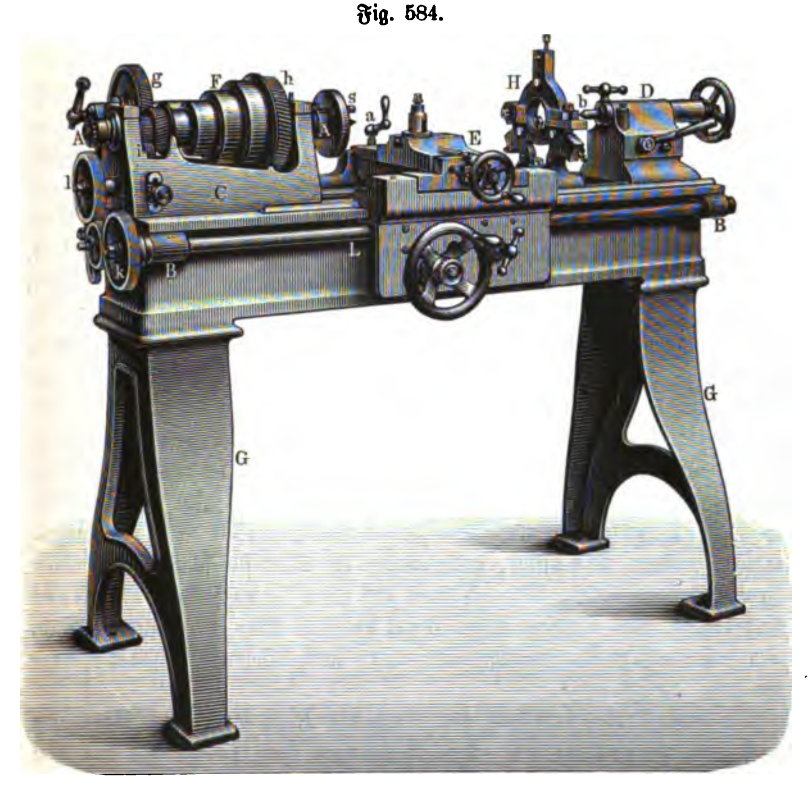
Drehbänke. Die Drehbank ist die am meisten gebrauchte Maschine, deren man sich in den mechanischen Werkstätten der verschiedensten Art zur Herstellung von Gegenständen bedient, die von Umdrehungsflächen begrenzt sind. Alle Drehbänke, so verschieden sie auch hinsichtlich ihrer Bauart und der Verwendung zur Bearbeitung verschiedener Gegenstände sein mögen, stimmen darin überein, daß bei ihnen der zu bearbeitende Gegenstand einer Umdrehung um eine feste Axe ausgesetzt wird, so daß die Schneide eines festgehaltenen Stichels eine kreisförmige Furche auf der Oberfläche des Arbeitsstückes einreißt, deren Halbmesser mit dem Abstande dieser Schneide von der Drehaxe des Werkstückes übereinstimmt. Je nachdem man nun dieser Stichelschneide bei unausgesetzter Umdrehung des Arbeitsstückes eine §. 164.

langsame Fortrückung in einer zur Drehaxe parallelen oder dagegen geneigten Geraden ertheilt, wird an dem Arbeitsstücke eine cylindrische oder kegelförmige Fläche hergestellt. Diese Kegelfläche geht dabei in eine Ebene über, sobald die Fortrückbewegung senkrecht zur Umdrehungsaxe des Werkstückes steht. Dabei ist es für die gedachte Wirkung gleichgültig, ob die von dem Stichel erzeugte Umdrehungsfläche die äußere Begrenzung eines massiven oder die innere Oberfläche eines hohlen Körpers bildet, so daß man also die Drehbank ebensowohl zum Abdrehen der Körper äußerlich, wie auch zum innerlichen Ausdrehen verwenden kann, was man vielfach als ein Ausbohren bezeichnet, obwohl die eigentlichen Bohrwerkzeuge in einer anderen Art wirken, wie aus den späteren Bemerkungen sich ergeben wird. Auch ist es ersichtlich, daß in der gedachten Weise jede Umdrehungsfläche von beliebig gekrümmter und geschweifter Profilirung auf der Drehbank erzeugt werden kann, zu welchem Zwecke man nur nöthig hat, die Fortrückung des Stichels in derjenigen krummlinigen Bahn vorzunehmen, welche durch die Meridianlinie des herzustellenden Gegenstandes gegeben ist. Da die Fortrückung des Stichels bei den Drehbänken fast immer eine stetige ist, indem nur höchst selten eine absetzende Schaltung des Stichels vorgenommen wird, so folgt daraus, daß die von der Stichelspitze beschriebenen Furchen den Charakter allgemeiner Schraubenlinien tragen, und man kann daher auch die gewöhnlichen cylindrischen Schraubengewinde ohne Schwierigkeit auf der Drehbank herstellen. Aus den wenigen vorstehenden Bemerkungen ergiebt sich schon, daß die Drehbank zu einer außerordentlich mannigfachen Verwendung befähigt ist, woraus sich ihre allgemeine Verbreitung und ihre Unentbehrlichkeit für die mechanischen Werkstätten erklärt.

Während bei den kleinen Drehbänken der Drechsler, bei denen die Umdrehung des Arbeitsstückes durch den Fuß des Arbeiters erfolgt, die Fortrückung des Stichels der Hand des Drehers überlassen ist, so daß dabei die Erzielung der gewünschten Begrenzung in erster Reihe von der Handfertigkeit und Geschicklichkeit des Drehers abhängt, wird bei allen für schwerere Arbeiten, insbesondere zum Bearbeiten von Eisen dienenden Drehbänken die Bewegung des fest in einen Support eingespannten Stichels durch Mechanismen bewirkt, die eine genaue und sichere Führung in der beabsichtigten Bahn gewähren. Die Erzeugung einer befriedigenden Arbeit hängt hierbei also in erster Linie von der guten Ausführung der Drehbank ab, die, wenn einmal eingestellt, vielfach die Arbeit ganz selbständig ohne Mitwirkung des Drehers vollführt. Zu diesem Zwecke sind bei den Drehbänken ebenso wie bei den vorstehend besprochenen Hobelmaschinen die Getriebe für die Fortrückung des Stichels derartig selbstwirkend gemacht, daß sie ihre Bewegung von derselben Axe aus erhalten, die dem Arbeitsstücke die Umdrehung ertheilt.

Um zunächst von der Einrichtung einer Drehbank im Allgemeinen ein Bild zu erhalten, sei eine mittelgroße Drehbank aus der Fabrik von Frister & Roßmann in Berlin, wie sie durch Fig. 584 dargestellt ist, einer Besprechung unterzogen. Der abzudrehende Gegenstand, als welcher etwa ein längeres stangen- oder walzenförmiges Werkstück gedacht werden mag, wird hierbei mit zwei an seinen beiden Endflächen eingearbeiteten seichten kegelförmigen Grübchen oder Vertiefungen, den sogenannten Ker-

Fig. 584.



nern, zwischen die beiden gleichfalls kegelförmigen Spitzen *a* und *b* gespannt, so daß er eine Umdrehung um die gerade Verbindungslinie *ab* dieser Spitzen annehmen kann. Da von diesen Spitzen, für die der Name Kerner ebenfalls gebräuchlich ist, die hintere *b* eine Drehung nicht erhält, so findet um sie thatsächlich die Umdrehung des Arbeitsstückes wie um einen festen Zapfen statt, wogegen die vordere Spitze *a* an der Drehung selbst sich betheiligt, so daß zwischen ihr und dem Arbeitsstücke eine Bewegung nicht auftritt. Die vordere Spitze *a* ist nämlich mit dem freien Ende einer wagerechten Axe,

der Drehbankspindel A, fest verbunden, die in zwei Lagern des sie tragenden Gestelles, des sogenannten Spindelstockes C, ihre Unterstützung findet. Dieser Spindelstock ist auf dem linken Ende des Drehbankbettes BB befestigt, auf dessen horizontaler Oberfläche zwischen gerade gehobelten Führungen der die feste Spitze tragende Reitstock D verschoben und in einem der Länge des Arbeitsstückes entsprechenden Abstande von a festgestellt werden kann. Zwischen dem Spindelstocke C und dem Reitstocke D ist ebenfalls der den Stichel aufnehmende Support E verschieblich, der vermöge seiner weiter unten näher zu besprechenden Einrichtung die Bewegung des Stichels nach zwei zu einander senkrechten Richtungen ermöglicht.

Die Umdrehung der Spindel wird, von den schon gedachten leichten Fußdrehbänken der Drechsler und Mechaniker abgesehen, immer durch Riemen von einer über- der Drehbank angebrachten Vorgelegswelle abgeleitet, und es ist zu dem Ende auf die Spindel eine mit mehreren Läufen versehene Stufenscheibe F gesteckt, deren entsprechende Gegenscheibe sich auf der Vorgelegswelle befindet. Daß die Anwendung der Stufenscheibe dazu dienen soll, um der Umdrehungsgeschwindigkeit mit Rücksicht auf die verschieden großen Durchmesser der Werkstücke so viel als möglich den in §. 147 angegebenen zweckmäßigsten Werth zu geben, ist aus dem früher hierüber Bemerkten ersichtlich. Man wird demnach den kleinsten Lauf der Stufenscheibe zur Umdrehung der Spindel bei dem geringsten Durchmesser der auf der Drehbank abzudrehenden Gegenstände benutzen, während man bei größerem Durchmesser eine entsprechend langsame Umdrehung der Spindel durch Benutzung der größeren Läufe erlangt. Vielfach begnügt man sich aber nicht mit der durch die Stufenscheiben allein erreichbaren Verschiedenheit der Umdrehungszahlen, sondern man pflegt, insbesondere bei allen für schwerere Arbeiten dienenden Drehbänken, sich noch eines und zwar doppelten Vorgeleges zu bedienen, von welchem in der Figur die Zahnräder g, h ersichtlich sind, und dessen nähere Einrichtung weiter unten noch besonders besprochen werden soll.

Die dem Stichel innerhalb des Supports E zu ertheilende Bewegung nach zwei zu einander senkrechten Richtungen kann selbstredend nur den geringen Betrag haben, welcher durch die mäßige Länge der diese Bewegung vermittelnden Prismenführungen ermöglicht wird. Wenn dagegen die Verschiebung des Stichels um eine größere Länge erforderlich ist, z. B. bei dem Abdrehen einer cylindrischen Walze eine Fortrückung gleich der ganzen Länge dieser Walze, so verschiebt man den ganzen Support E auf dem Bett B der Drehbank, und man bedient sich zur selbstthätigen Ausführung dieser Verschiebung einer parallel zu den Wangen des Bettes gelagerten langen Schraubenspindel L, der sogenannten Leitspindel, durch deren Umdrehung der Support verschoben wird, sobald man die Mutter dieser

Leitspindel mit ihm undrehbar verbindet. Diese Spindel L erhält ihre Umdrehung von der Drehbankspindel A aus durch eine Schnur oder durch Zahnräder i, l, k, welche letztere Bewegungsübertragung jedenfalls zu wählen ist, wenn die Umdrehung der Leitspindel genau in einem ganz bestimmten Verhältniß zur Drehung der Drehbankspindel stehen muß, wie dies bei der Anfertigung von Schrauben der Fall ist. Die zur Bewegung der Leitspindel dienenden Einrichtungen werden weiter unten eingehend zu besprechen sein. Anstatt einer Schraubenspindel kann man sich zur selbstthätigen Verschiebung des Supports auch einer an dem Drehbanksbett befestigten Zahnstange bedienen, wie ebenfalls im Folgenden näher angegeben wird.

Es ist ersichtlich, daß der zwischen die Spitzen gebrachte Gegenstand in solcher Weise mit der Spindel zu verbinden ist, daß er an der Umdrehung derselben sich betheiligen muß, ohne daß indessen eine vollständig starre Verbindung mit der Spindel nöthig wäre. Eine solche unwandelbare Befestigung mit der Spindel wird auch in der Regel nicht gewählt, sondern es wird die Umdrehung des vorübergehend mit einem Mitnehmerarme versehenen Werkstückes durch einen mit der Spindel verbundenen Stift s bewirkt, und zwar aus folgendem Grunde. Wenn es auch als Regel festzuhalten ist, daß bei einer Drehbank die Axe der festen Spitze b genau in die Verlängerung der Spindelaxe fallen soll, so können doch durch die unvermeidliche Abnutzung einzelner Theile, namentlich durch den ungleichen Verschleiß der Spindellager Abweichungen von dieser Lage vorkommen, so daß die Axen der beiden Spitzen nicht genau in derselben geraden Linie liegen, und daß auch die feste Spitze außerhalb der verlängerten Spindelaxe befindlich ist. Das letztere wird sogar unter Umständen absichtlich herbeigeführt, wenn man eine Stange schlank kegelförmig abdrehen will, zu welchem Zwecke man den Reitstock aus seiner normalen Stellung quer zur Längsrichtung der Drehbank um eine kleine Größe versetzt. In diesem Falle gestattet die erwähnte lose Verbindung des Arbeitsstückes mit der Spindel durch einen einfachen Mitnehmerarm, daß das Werkstück sich um die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen als um seine geometrische Axe drehen kann, gleichviel, ob diese Verbindungslinie mit der Spindelaxe zusammenfällt oder nicht. Wollte man dagegen das Arbeitsstück starr mit der Spindel verbinden, so würde bei einer einigermaßen erheblichen Versetzung des Reitstockes überhaupt eine Umdrehung der Spindel nicht zu ermöglichen sein, und wenn bei einer nur geringen Abweichung, wie sie meistens in Folge der Abnutzungen eingetreten sein wird, eine Drehung stattfände, so müßten dabei doch ganz erhebliche Zwängungen auftreten, indem das Arbeitsstück bei jeder Umdrehung einer Durchbiegung nach allen auf einander folgenden Richtungen unterworfen würde, deren Betrag natürlich von der Größe ab-

hängig wäre, um welche die Spitze des Reitstockes von der Richtung der Spindelaxe abweicht. Die Folge dieser stetigen Durchbiegungen würde daher sein, daß die Verbindung des Arbeitsstückes mit der Spindel sehr bald ihre Starrheit einbüßen und zu einer derartig losen werden würde, wie sie zur Mitnahme des Arbeitsstückes nur erforderlich ist. Man kann sich bei jeder einfachen Fußdrehbank leicht hiervon überzeugen, wenn man einen bolzenförmigen Körper einerseits mit der Spindel durch eins der bekannten Futter (s. §. 168) fest verbindet, während man das andere Ende durch den Kerner des Reitstockes unterstützt. Die aus der Figur ersichtliche Brille oder Lünette *H*, für die auch der Name Setzstock gebraucht wird, ist ein auf dem Bett verschiebliches Halslager, das dazu dient, langen stangenförmigen Gegenständen zwischen den Spitzen noch eine besondere Unterstützung zu geben.

In vielen Fällen ist eine Unterstützung des Arbeitsstückes durch zwei Spitzen, wie hier angenommen wurde, durch die Form des Werkstückes oder dadurch ausgeschlossen, daß es nöthig ist, den Stichel bis zur Umdrehungsaxe hin wirken zu lassen. Größere Scheiben, wie z. B. Riemscheiben, die bis zur Mitte hin abgedreht werden sollen, Gefäße, deren Inneres man ausdrehen will, sowie überhaupt alle hohlen, im Inneren zu bearbeitenden Gegenstände gehören hierher. In allen diesen Fällen geschieht die Bearbeitung unter Beseitigung des Reitstockes durch das sogenannte Freidrehen, bei dem man den Gegenstand unwandelbar fest mit dem vorderen Ende der Spindel verbindet, so daß die letztere mit dem Arbeitsstücke ein einziges Stück bildet. Für Gegenstände von kleinerem Durchmesser bedient man sich zur Herstellung dieser Verbindung der sogenannten Futter, während man Arbeitsstücke größeren Durchmessers an einer großen, auf das freie Ende der Spindel geschraubten Scheibe, der sogenannten Planscheibe, befestigt. Es liegt auf der Hand, daß man von diesem Freidrehen nur bei solchen Arbeitsstücken Gebrauch machen kann, die nach der Längsrichtung der Drehbank nicht so weit ausladen, um bei der Bearbeitung ein erhebliches Durchbiegen befürchten zu lassen, daß also überhaupt nur niedrige, aber keine langen Gegenstände dem Freidrehen unterworfen werden können.

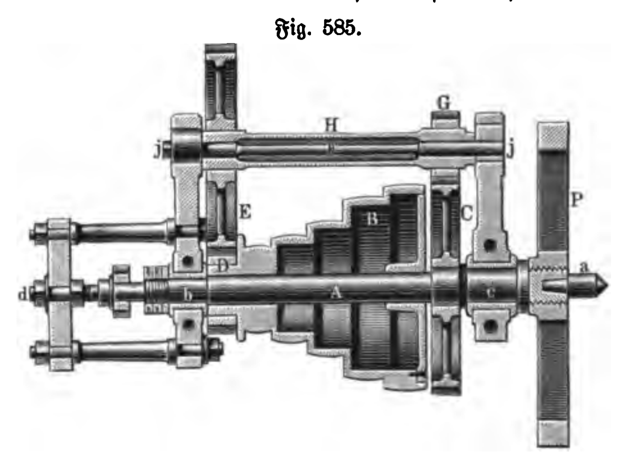
Das Bett wird bei kleinen Drehbänken durch besondere Füße, wie *G*, getragen, um der Spindel eine für den Dreher bequeme Höhe zu verschaffen, bei großen Drehbänken wird das Bett auch wohl unmittelbar auf das Fundament gestellt und kann mit demselben verankert werden; bei Drehbänken von geringer und mittlerer Größe ist eine besondere Verankerung in der Regel nicht erforderlich. Für die Größe der Gegenstände, deren Bearbeitung auf einer Drehbank geschehen kann, ist die Spitzenhöhe, d. h. die senkrechte Entfernung der Spindelaxe über dem Bett, und die freie Länge zwischen den beiden Spitzen maßgebend, indem die Spitzenhöhe den größten Halbmesser des Arbeitsstückes und die Spitzenentfernung die größte Länge

desselben bestimmt. Da im Allgemeinen die Stärke der abzuschälenden Späne mit dem Durchmesser der Gegenstände wächst, so erklärt es sich, warum in der Regel die Abmessungen der einzelnen Theile der Drehbank um so stärker gewählt werden, je größer die Spitzenhöhe ist.

Die Spindel. Die Einrichtung eines gewöhnlichen Spindelstockes ist aus Fig. 585 ersichtlich. Man ersieht hieraus die bei *b* und *c* in cylindrischen oder conischen Lagern geführte Spindel *A*, deren vorderes Ende ein Schraubengewinde trägt, um darauf entweder eine Planscheibe *P* oder ein Futter, oder die aus Fig. 584 ersichtliche kleine Mitnehmerscheibe zu befestigen, die durch einen in ihr angebrachten Stift das Arbeitsstück mitnimmt. Der vordere Kerner *a* wird durch ein besonderes, in eine Bohrung

§. 165.

Fig. 585.



der Spindel eingesetztes Stahlstück gebildet. Die gegen das hintere Ende der Spindel drückende Schraube *d* dient zur Aufnahme des in der Richtung der Axe wirkenden Druckes, der von dem Stichel insbesondere bei dem Ausbohren und Plandrehen eines Gegenstandes ausgeübt wird.

Die zur Bewegung der Spindel angewandte Stufenscheibe *B*, die in der Figur mit fünf Läufen, bei kleineren Drehbänken auch wohl mit nur drei oder vier Läufen versehen ist, befindet sich lose drehbar auf der Spindel *A*, mit welcher sie jedoch dadurch auf Drehung gekuppelt werden kann, daß man sie mit dem auf die Spindel *A* fest aufgekeilten Stirnrade *C* durch eine Schraube verbindet. Mit der Stufenscheibe zu einem einzigen Stück fest vereinigt ist das kleine Zahngetriebe *D*, das in ein Zahnrad *E* auf der Vorgelegswelle *F* eingreift. Mit diesem letztgedachten Zahnrade durch eine Röhre *H* fest verbunden ist endlich das Getriebe *G* angeordnet, welches mit dem Zahnrade *C* auf der Spindel im Eingriff steht. Aus dieser Darstellung ist er-

sichtlich, daß bei der Umdrehung der Stufenscheibe durch den auf sie geführten Betriebsriemen die Bewegung der Spindel mit einer durch die zweimaligen Räderübersetzungen zwischen D und E, sowie zwischen G und C verlangsamten Geschwindigkeit erfolgen muß, vorausgesetzt, daß die Räder, wie in der Figur angegeben, im Eingriffe mit einander stehen, und daß die Stufenscheibe B von dem Stirnrade C losgekuppelt wurde. Wenn man jedoch diese Kuppelung der Stufenscheibe B mit dem Stirnrade C herstellt und eine Ausrückung des Vorgeleges vornimmt, so muß die Spindel unmittelbar an der Umdrehung der Stufenscheibe sich betheiligen. Es ist leicht einzusehen, daß die Drehung in beiden Fällen übereinstimmend nach derselben Richtung erfolgt, wie es für die Arbeitsthätigkeit der Drehbank erforderlich ist.

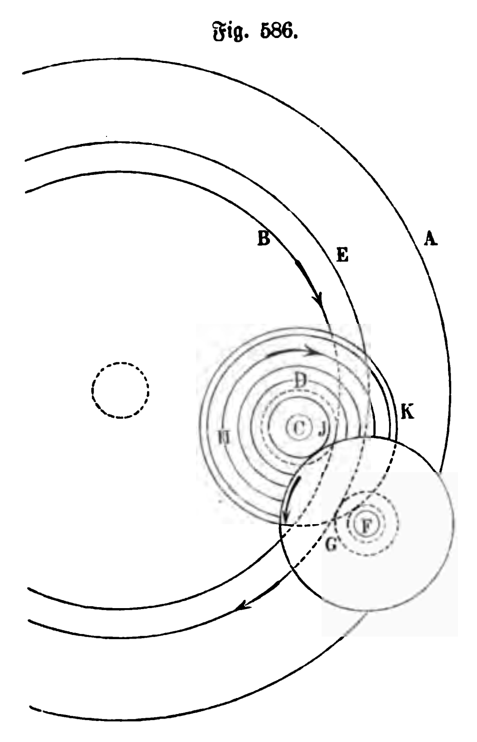
Die Ausrückung des Vorgeleges kann in verschiedener Art bewirkt werden, z. B. dadurch, daß man die beiden auf der Röhre H befestigten Räder E und G auf der Vorgelegswelle F so weit verschiebt, bis die Zähne außer Eingriff gekommen sind, oder dadurch, daß man die Vorgelegswelle selbst sammt den auf ihr befindlichen Rädern von der Spindel entsprechend entfernt. Die letztere Art der Ausrückung wird bei der durch die Figur dargestellten Einrichtung einfach dadurch erreicht, daß man die Vorgelegswelle F in dem Spindelstocke vermittelst zweier zur Vorgelegswelle excentrischen Zapfen j gelagert hat, woraus ersichtlich ist, daß durch eine Drehung der Vorgelegswelle um 180 Grad gegen die in der Figur dargestellte Lage die beabsichtigte Ausrückung des Vorgeleges bewirkt wird.

Von der in dem Vorstehenden angegebenen Einrichtung des Vorgeleges weichen die Anordnungen etwas ab, welche man bei denjenigen Drehbänken zuweilen findet, die unter dem Namen der Stirn- oder Plandrehbänke dazu dienen, sehr große Scheiben und Räder durch Freidrehen zu bearbeiten, zu welchem Zwecke eine solche Bank mit einer Planscheibe von entsprechend großem Durchmesser versehen wird. Diese Planscheibe versieht man dann in der Regel auf ihrer hinteren Fläche mit einem Zahnkranze, in den ein von der Stufenscheibe umgedrehtes Zahngetriebe eingreift. Als ein Beispiel hierzu möge die durch Fig. 586 veranschaulichte Einrichtung angeführt werden. Hierin stellt A die große Planscheibe vor, die auf der Rückseite mit einem doppelten Zahnkranze versehen ist, der mit innerlicher Verzahnung B für ein auf der Axe C befindliches Getriebe D und mit äußerer Verzahnung E für ein auf der Vorgelegswelle F angebrachtes Getriebe G versehen ist. Die Axe C trägt die Stufenscheibe H, und die Anordnung eines doppelten Vorgeleges zwischen den beiden Axen C und F stimmt in allen wesentlichen Punkten mit der vorbeschriebenen, in Fig. 585 dargestellten überein, mit dem einzigen Unterschiede, daß die Ein- oder Ausrückung der einzelnen Räder durch deren Verschiebung auf ihren Axen erfolgt. Man kann vermöge dieser Einrichtung die Bewegungsübertragung in dreifacher Weise verändern, und zwar wie folgt:

1. Die Stufenscheibe wird mit dem größeren Zahnrade verbunden, so daß die Axe C direct von der Stufenscheibe umgedreht wird, die Drehbankspindel daher vermittelst der **einmaligen** Räderübersetzung zwischen D und B ihre Bewegung empfängt.

2. Das doppelte Vorgelege wird eingerückt, und die Drehung der Planscheibe erfolgt ebenfalls wieder durch das Getriebe D, das in den inneren Zahnkranz eingreift. Die Umdrehung der Planscheibe wird also mit einer durch einen **dreimaligen** Rädereingriff erzielten bedeutenden Verlangsamung bewirkt. Die Umdrehungsrichtung stimmt mit derjenigen in Nr. 1 überein.

Fig. 586.

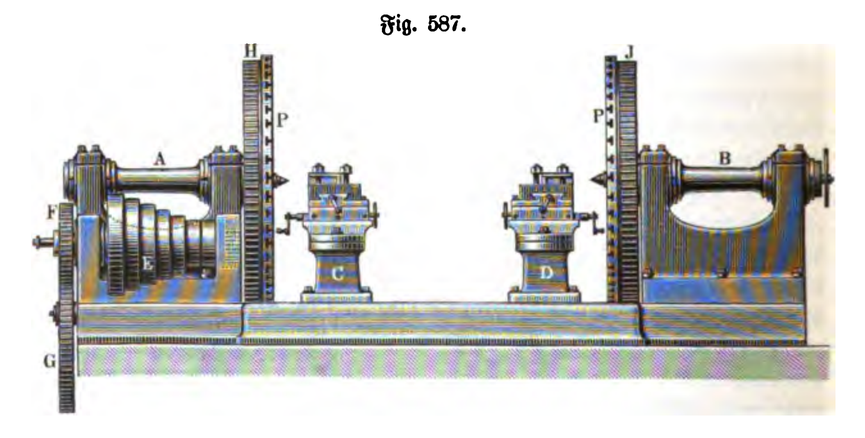


3. Man erhält eine zwischen den beiden vorstehend gedachten Geschwindigkeiten liegende, wenn man das Getriebe D aus dem inneren Zahnkranze B ausrückt, und dagegen dasjenige G auf der Vorgelegswelle F in den äußeren Zahnkranz eingreifen läßt, und die Umdrehung der Vorgelegswelle F durch das mit der Stufenscheibe verbundene kleine Getriebe J bewirkt, wobei die Stufenscheibe von dem großen Zahnrade K losgekuppelt sein muß. Die Verlangsamung erfolgt hierbei durch einen nur **zweimaligen** Rädereingriff, und es muß daher, um dieselbe Drehungsrichtung der Planscheibe wie in 1 und 2 zu erhalten, der Zahnkranz E mit äußerer Verzahnung versehen werden. Man hat bei derartigen Plandrehbänken auch wohl mehrere Zahnkränze von verschiedenen Halbmessern an der Planscheibe befestigt, wodurch man eine Wirkung erhält, die mit derjenigen der Stufenscheiben verglichen werden kann.

Gezahnte Planscheiben wendet man auch bei den Drehbänken an, die zum Abdrehen der **Eisenbahnwagenräder** dienen, wie aus der Skizze einer solchen Drehbank, Fig. 587 (a. f. S.), zu ersehen ist. Da hierbei die beiden Räder einer Wagenaxe gleichzeitig abgedreht werden sollen, so sind

zwei Stichelträger *C* und *D*, für jedes Rad einer, vorhanden. Man muß hierbei die feste Spitze des gewöhnlichen Reitstockes durch eine besondere Drehbankspindel *B* ersetzen, auf welche in derselben Art wie auf die Spindel *A* die Bewegung übertragen wird. Dies ist deshalb nöthig, weil für den Fall, daß man nur die Spindel *A* antreiben wollte, die zwischen den beiden abzudrehenden Rädern befindliche Axe einer Torsion ausgesetzt wäre, wie sie durch den bedeutenden Widerstand am Umfange des rechtsseitigen Rades hervorgerufen würde. Für einen so beträchtlichen Widerstand ist die Axe aber nicht eingerichtet, so daß eine Verwindung und sogar ein Abwürgen derselben stattfinden könnte. Aus der Figur ist ersichtlich, wie man diesem Uebelstande begegnet, indem von der Stufenscheibe *E* aus durch Vermittelung der Zahnräder *F* und *G* eine der ganzen Länge nach durch die Maschine geführte Welle bewegt wird, die durch zwei gleiche Getriebe die Planscheiben *P*

Fig. 587.



vermittelst der an denselben befindlichen, ebenfalls gleichen Zahnkränze *H* und *J* in übereinstimmender Weise umdreht.

Hier ist die Frage von besonderem Interesse, wie man die Stufenscheiben und die Uebersetzungsverhältnisse der einzelnen Vorgelege am besten anzuordnen hat, um den beabsichtigten Zweck möglichst gut zu erreichen, der darin besteht, daß man jedes Arbeitsstück von beliebigem Durchmesser mit der erfahrungsmäßig vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit bewegen kann. Offenbar läßt sich dieser Zweck durch Stufenscheiben nur für ganz bestimmte Durchmesser des Arbeitsstückes genau, und für alle zwischenliegenden Durchmesser nur annähernd erreichen; eine genaue Erfüllung der gesteckten Aufgabe würde anstatt der sprungweisen Veränderung der Geschwindigkeit durch Stufenscheiben eine allmähliche Aenderung bedingen, so etwa, wie man sie durch conische Riemtrommeln erreichen könnte. Da solche Trommeln in-

dessen für die Uebertragung einigermaßen beträchtlicher Kräfte ganz ungeeignet sind, so behilft man sich allgemein mit der Anwendung von Stufenscheiben, denen man dann solche Abmessungen zu geben haben wird, daß die unvermeidlichen Abweichungen der Umfangsgeschwindigkeit von der als vortheilhaftesten erkannten möglichst klein ausfallen.

Um diese Verhältnisse zu prüfen, seien unter $n_1, n_2, n_3 \dots n_z$ die Umdrehungszahlen der Spindel in der Minute bei den z verschiedenen Geschwindigkeiten verstanden, die der Spindel durch die Stufenscheiben und die zugehörigen Vorgelege mitgetheilt werden. Diesen Umdrehungszahlen entsprechen bei einer für die Arbeit anzunehmenden zweckmäßigsten Geschwindigkeit v die zugehörigen Durchmesser $d_1, d_2, d_3 \dots d_z$ des Arbeitsstückes, die sich durch die Beziehung $\pi d n = 60 v$ bestimmen. Setzt man nun ein Arbeitsstück voraus, dessen Durchmesser zwischen zwei solchen Werthen, etwa zwischen d_2 und d_3 gelegen ist, und durch d' bezeichnet werden möge, welchem eine zwischen n_2 und n_3 liegende Umdrehungszahl $n' = \frac{60 v}{\pi d'}$ entspricht, so wird man dasselbe entweder mit der Geschwindigkeit n_2 oder derjenigen n_3 der Spindel abdrehen müssen. In jedem Falle findet eine Abweichung der Arbeitsgeschwindigkeit von der normalmäßigen v statt, und man kann den relativen Werth dieser Abweichung, d. h. ihr Verhältniß zu der thatsächlich dem Arbeitsstücke mitgetheilten durch $\frac{n' - n_2}{n_2} = f_1$ und $\frac{n_3 - n'}{n_3} = f_2$ ausdrücken, je nachdem der Spindel n_2 oder n_3 Umdrehungen mitgetheilt werden. Es ist nun ersichtlich, daß die Abweichung f_1 allmählich von Null bis zu einem Werthe $\frac{n_3 - n_2}{n_2}$ wächst, wenn der Durchmesser d' des Arbeitsstückes allmählich von d_2 bis zu d_3 sich verkleinert, während dabei der Werth von f_2 umgekehrt einer Abnahme von dem Höchstbetrage $\frac{n_3 - n_2}{n_3}$ bis auf Null unterworfen ist. Für einen gewissen Werth von d' sind die beiden Fehler oder Abweichungen f_1 und f_2 gleich groß, und man hat für diesen Werth die Gleichung:

$$f_1 = f_2 = \frac{n' - n_2}{n_2} = \frac{n_3 - n'}{n_3}, \text{ woraus } \frac{n_3 - n'}{n' - n_2} = \frac{n_3}{n_2} = \alpha$$

folgt, wenn man das Verhältniß der beiden auf einander folgenden Geschwindigkeiten $\frac{n_3}{n_2}$ mit α bezeichnet. Hieraus ergiebt sich also, daß dieser Werth von n' den Unterschied $n_3 - n_2$ zwischen n_3 und n_2 in demselben Verhältnisse α theilt, in welchem die Werthe n_3 und n_2 zu einander stehen.

Setzt man $n' - n_2 = a$ und $n_3 - n' = b$, so hat man daher

$$a + b = n_3 - n_2 = \frac{\alpha - 1}{\alpha} n_3 = (\alpha - 1) n_2 \text{ und } \frac{b}{a} = \frac{n_3}{n_2} = \alpha,$$

woraus man erhält $a(\alpha + 1) = (\alpha - 1) n_2$, daher $f_1 = \frac{a}{n_2} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}$

Ebenso folgt

$$b \frac{\alpha + 1}{\alpha} = \frac{\alpha - 1}{\alpha} n_3, \text{ also } f_2 = \frac{b}{n_3} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1} = f_1.$$

Dieser Werth von $f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}$ stellt den größten Betrag vor, bis zu welchem der unvermeidliche Fehler immer eingeschränkt werden kann, wenn der Durchmesser eines Arbeitsstückes irgend einen Werth zwischen d_2 und d_3 hat, und zwar entspricht diesem größten Fehler ein Durchmesser gleich dem arithmetischen Mittel zwischen d_2 und d_3, wie folgende Rechnung ergiebt. Setzt man den constanten Werth $\frac{60\,v}{\pi} = k$, so hat $d_2 = \frac{k}{n_2}$ und $d_3 = \frac{k}{n_3}$, folglich ist das arithmetische Mittel

$$\frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{k}{2}\left(\frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3}\right) = \frac{k}{2\,n_2}\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) = \frac{k}{2\,n_2} \frac{\alpha + 1}{\alpha}.$$

Denselben Werth erhält man aber auch aus

$$d' = \frac{k}{n'} = \frac{k}{n_2 + a} = \frac{k}{n_2 + n_2 \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} = \frac{k}{n_2} \frac{\alpha + 1}{2\,\alpha}.$$

Setzt man nun, um diesen Fehler möglichst herabzuziehen, voraus, daß derselbe zwischen je zwei auf einander folgenden Werthen von $d_1, d_2, d_3 \ldots. d_z$ denselben Betrag haben soll, so folgt daraus, daß auch das Verhältniß α für je zwei auf einander folgende Werthe von $n_1, n_2, n_3 \ldots. n_z$ dieselbe Größe haben muß; mit anderen Worten, man hat die einzelnen Geschwindigkeiten der Spindel wie die Glieder einer geometrischen Reihe wachsen oder abnehmen zu lassen, deren Exponent α ist. Unter dieser Voraussetzung lassen sich die Umdrehungszahlen der Spindel durch die Ausdrücke

$$n_1,\ n_1\,\alpha,\ n_1\,\alpha^2,\ n_1\,\alpha^3 \ldots. n_1\,\alpha^{z-1}$$

darstellen. Um hierin den Exponenten α zu ermitteln, sei D der größte und d der kleinste Durchmesser der auf der Drehbank zur Bearbeitung kommenden Gegenstände, und es werde unter $N = \frac{60\,v}{\pi\,d} = \frac{k}{d}$ und $n = \frac{k}{D}$ die diesen Durchmessern unter der Annahme einer normalen Ar-

beitsgeschwindigkeit v zugehörige Umdrehungszahl der Spindel verstanden. Dann muß man annehmen, daß, wenn bei einer Bearbeitung des Gegenstandes von dem kleinsten Durchmesser d die größte Umdrehungszahl $n_1 \alpha^{s-1}$ der Spindel gewählt wird, der begangene Fehler noch den höchsten zulässigen Betrag erreichen darf, so daß man die Beziehung hat:

$$\frac{N - n_1 \alpha^{s-1}}{n_1 \alpha^{s-1}} = f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1},$$

woraus

$$N = n_1 \alpha^{s-1} (1 + f) = n_1 \alpha^{s-1} \frac{2 \alpha}{\alpha + 1}$$

folgt. In derselben Weise gilt für die dem größten Durchmesser D eigentlich zukommende Geschwindigkeit $n = \frac{k}{D}$ und die kleinste Umdrehungszahl n_1 der Spindel die Gleichung

$$\frac{n_1 - n}{n_1} = f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1},$$

woraus man

$$n = n_1 (1 - f) = n_1 \frac{2}{\alpha + 1}$$

findet. Man hat daher für das Verhältniß der äußersten Umdrehungszahlen:

$$\frac{N}{n} = \frac{D}{d} = \frac{n_1 \alpha^{s-1} \frac{2 \alpha}{\alpha + 1}}{n_1 \frac{2}{\alpha + 1}} = \alpha^s,$$

woraus sich der Exponent α zu $\alpha = \sqrt[s]{\frac{D}{d}}$ ergiebt.

Mit diesem Werthe berechnen sich nun die Umdrehungszahlen der Spindel in der Minute, und demgemäß die Durchmesser der einzelnen Läufe der Stufenscheiben, wie weiter unten an einem Beispiel gezeigt werden mag.

Bei der Bestimmung der Größe der Stufenscheiben hat man ferner darauf zu achten, daß für alle Läufe die erforderliche Riemenlänge möglichst von derselben Größe ist, damit man bei einem Wechsel nicht nöthig habe, eine Verkürzung oder Verlängerung des Riemens vorzunehmen. In welcher Weise sich diese Aufgabe erfüllen läßt, wurde in Th. III, 1 gezeigt. Würde man hierbei eine genaue Bestimmung der Riemenlänge zu Grunde legen, so würden die Durchmesser der Stufenscheiben auch von der Entfernung ihrer Axen abhängig sein, man begnügt sich aber in der Wirklichkeit gewöhnlich mit derjenigen Annäherung, die man erreicht, wenn immer die Summe der Durchmesser von zwei zusammen arbeitenden Läufen denselben Werth hat.

Die hierdurch erzielte Annäherung ist für die meisten Fälle genügend groß, da die Elasticität der Riemen in der Riemenlänge einen gewissen Spielraum gewährt. Vielfach wählt man auch die Durchmesser als die Glieder einer arithmetischen Reihe, indem man jede folgende Stufe um denselben Betrag größer oder kleiner wählt, als die vorhergehende.

Beispiel. Es sei der größte Durchmesser eines auf einer Drehbank zu bearbeitenden Gegenstandes durch die Spitzenhöhe zu 1,20 m bestimmt, und es möge angenommen werden, daß auf dieser Drehbank auch noch Gegenstände bis zu einem kleinsten Durchmesser von 0,020 m bearbeitet werden sollen. Nimmt man eine Geschwindigkeit während des Drehens von $v = 80$ mm als passend an, so entsprechen diesen äußersten Durchmessern die zugehörigen Umdrehungszahlen für die Minute:

$$n = \frac{60 \,.\, 80}{\pi \,.\, 1200} = 1{,}273 \quad \text{und} \quad N = \frac{60 \,.\, 80}{\pi \,.\, 20} = 76{,}4.$$

Sollen nun zehn verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeiten durch Anwendung von zwei gleichen fünfstufigen Riemscheiben unter Verwendung des nach Fig. 585 eingerichteten doppelten Vorgeleges angeordnet werden, so hat man zunächst das Verhältniß von je zwei auf einander folgenden Geschwindigkeiten zu

$$\alpha = \sqrt[10]{\frac{1200}{20}} = \sqrt[10]{60} = 1{,}506,$$

und zwar ergiebt sich hiermit die kleinste Umdrehungszahl n_1 zu

$$n_1 = n\,\frac{\alpha + 1}{2} = 1{,}273\,\frac{2{,}506}{2} = 1{,}595$$

und die größte zu $n_{10} = n_1 \,.\, 1{,}506^9 = 63{,}55$ in der Minute.

In der hier folgenden Zusammenstellung sind die zehn Geschwindigkeiten $n_1, n_2, \ldots n_{10}$ angegeben, und die darunter zwischen denselben befindlichen Zahlen stellen diejenigen Durchmesser d vor, für welche die Abweichung der Geschwindigkeit von der normalmäßigen den größten Werth erreicht, so daß jede Geschwindigkeit der Spindel für alle diejenigen Durchmesser des Arbeitsstückes zu wählen ist, die zwischen den beiderseits benachbarten Werthen von d gelegen sind.

$n =$		1,595		2,40		3,62		5,45		8,20		12,36		18,61		28,02		42,20		63,55	
$d =$	20		30		45		69		103		155		233		351		259		797		1200

Wenn man die beiden Stufenscheiben in gleicher Größe ausführt, und mit $a_1\, a_2\, a_3\, a_4\, a_5$ die fünf auf einander folgenden Durchmesser derselben bezeichnet, so muß bei der Führung des Riemens über die mittleren Läufe vom Durchmesser a_3 die Geschwindigkeit der Spindel durch $n_8 = 28{,}02$ gegeben sein, sobald das Vorgelege ausgerückt ist, während mit dem Vorgelege diese Geschwindigkeit durch $n_3 = 3{,}62$ bestimmt ist. Die durch das doppelte Vorgelege zu erzielende Verlangsamung bestimmt sich daher zu

$$\frac{n_8}{n_3} = \alpha^5 = \frac{28{,}02}{3{,}62} = 7{,}75,$$

woraus sich unter Zugrundelegung gleicher Räderpaare für jedes einzelne ein Verhältniß der Zähnezahlen oder Durchmesser von $\sqrt{\alpha^5} = \sqrt{7{,}75} = 2{,}78$ ergiebt.

Nimmt man den Durchmesser der mittleren Stufen zu $a_3 = 500$ mm an, so bestimmen sich die Durchmesser der übrigen unter der Bedingung, daß die Summe von je zwei zugehörigen Scheibendurchmessern immer dieselbe Größe haben soll, wie folgt. Man hat für a_2 und a_4 die beiden Beziehungen:

$$\frac{a_4}{a_2} = \alpha = 1{,}506, \quad \text{und} \quad a_2 + a_4 = 2\,a_3 = 1000\,\text{mm},$$

woraus

$$a_2 = \frac{2}{1+\alpha}\,a_3 = \frac{1000}{2{,}506} = 399\,\text{mm} \quad \text{und} \quad a_4 = 601\,\text{mm}$$

sich ergiebt. Ebenso hat man für a_1 und a_5 die Gleichungen:

$$\frac{a_5}{a_1} = \alpha^2 = 1{,}506^2 = 2{,}268 \quad \text{und} \quad a_1 + a_5 = 2\,a_3 = 1000\,\text{mm},$$

woraus man

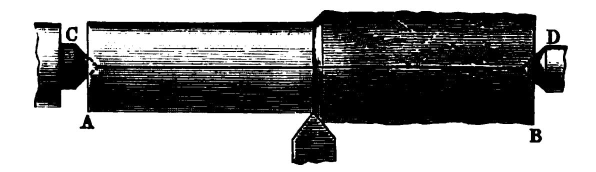
$$a_1 = \frac{2}{1+\alpha^2}\,a_3 = \frac{1000}{3{,}368} = 306\,\text{mm} \quad \text{und} \quad a_5 = 694\,\text{mm}$$

findet.

Das Deckenvorgelege hat man demgemäß mit $n_3 = 28$ Umdrehungen in der Minute laufen zu lassen.

Das Drehen zwischen Spitzen. Wie schon erwähnt, erfolgt das Abdrehen aller Gegenstände von einiger Länge zwischen den Spitzen der §. 166.

Fig. 588.



Drehbank, zu welchem Ende das Arbeitsstück AB, Fig. 588, an jedem Ende mit einer kegelförmigen Vertiefung, dem Kerner, versehen wird, mittelst deren eine Aufhängung auf die Drehbankspitzen C und D geschieht. Von diesen Spitzen ist die linksseitige C fest mit der Spindel verbunden, so daß sie an deren Umdrehung theilnimmt, während die rechte Spitze ganz fest steht, weshalb man sie wohl mit dem Namen einer todten Spitze bezeichnet. Diese Spitzen sind sehr genau aus gehärtetem Stahl gefertigt, und es muß die Möglichkeit gegeben sein, sie mit einem gewissen Drucke gegen einander zu pressen, um ein Schlottern des Arbeitsstückes zwischen ihnen zu vermeiden. Zu diesem Behufe erhält der Reitstock, der zur Aufnahme der festen Spitze dient, die geeignete Einrichtung, wie sie aus Fig. 589 (a. f. S.) ersehen werden kann, die eine von Putnam in Massachusetts[1]) herrührende Anordnung darstellt. Wie aus dieser Figur ersicht-

[1]) Rose, Mod. Mashine-Shop Practice.

lich ist, befindet sich der vorn mit der kegelförmigen Spitze versehene, schlank conische Stahldorn A in einer hohlen cylindrischen Spindel (Pinole) C, die in der Bohrung des Gestelles B verschieblich gelagert ist. Man erkennt leicht, daß eine Verschiebung dieser Spindel sammt der in ihr befindlichen Spitze durch die Schraube D erzielt werden kann, die in dem Gestelle E drehbar gelagert ist und deren Muttergewinde in dem hinteren Theile F der Spindel C befindlich sind. Da eine Längsschiebung dieser Schraube durch den Bund d verhindert ist, so muß durch die mittelst des Handrades G zu bewirkende Umdrehung eine Verschiebung der Spindel C veranlaßt werden, sobald die letztere in geeigneter Art, etwa durch eine Nuth in der Spindel C und einen Stift im Gestelle B an der Umdrehung verhindert wird. Zur Feststellung der Spindel in der ihr durch die Schraube D gegebenen Stellung dient die mit dem Hebel H zu bewegende Druckschraube I, durch deren Wirkung ein Zusammenpressen des an dem vorderen Ende mit einem

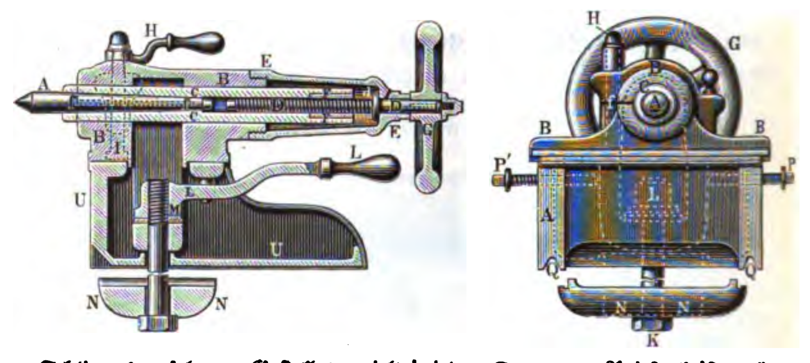


Fig. 589 I. Fig. 589 II.

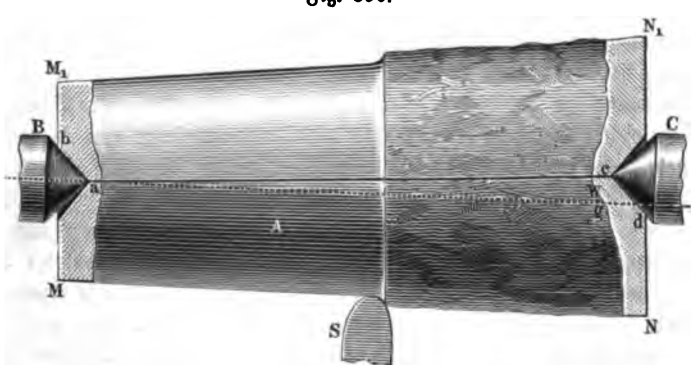
Schlitze f versehenen Gestelles erzielt wird. Der ganze Reitstock ist natürlich auf dem Bett oder den Wangen der Drehbank verschieblich aufgestellt, um Gegenstände von beliebiger Länge zwischen die Spitzen fassen zu können; die Feststellung in bestimmter Lage wird mit Hülfe des Schraubenbolzens K bewirkt, welcher durch die Umdrehung der in dem Handhebel L befindlichen Mutter derartig angehoben wird, daß er mit seinem unteren Kopfe das Querstück N fest gegen die untere Fläche der Drehbankswangen preßt, auf deren oberen prismatischen Leisten bei Q der Reitstock gleitet. Durch eine unter der Mutter L angebrachte Zwischenscheibe M, die in der einen Hälfte eine größere Dicke hat als in der anderen, wird dabei erreicht, daß eine geringe Umdrehung der Mutter L ein genügendes Anziehen oder Lüften des Bolzens K veranlaßt.

Die beiden Schrauben P und P' dienen dazu, eine Querverstellung des Obertheiles B auf dem Untertheile U zu ermöglichen. Hierdurch erhält

man Gelegenheit, auf der Drehbank in bequemer Weise Gegenstände von schlank kegelförmiger Gestalt herzustellen, wie dies in dem Folgenden näher angegeben wird.

Es ist von jeder Drehbank zu fordern, daß die Axen der beiden Spitzen, also diejenige der Drehbankspindel sowohl, wie die der Reitstockspindel, genau parallel zu den Wangen der Drehbank und in gleicher Höhe über denselben befindlich sind, so daß bei der normalen Stellung des Reitstockes diese Axen genau in dieselbe mit den Wangen parallele gerade Linie fallen. Bei einer solchen Anordnung wird durch die auf dem Bette erfolgende Verschiebung des den Stichel tragenden Supports dem Arbeitsstücke eine genau cylindrische Gestalt ertheilt, wenn man von der Durchbiegung absieht, die das Arbeitsstück unter dem von dem Stichel darauf ausgeübten Drucke erleidet. Wenn man dagegen mittelst der an dem Reitstocke angebrachten

Fig. 590.



Schrauben PP', Fig. 589, eine seitliche Versetzung der Reitstockspindel gegen die Laufspindel vornimmt, wobei übrigens der Parallelismus der beiden Spindeln gewahrt bleibt, so ergiebt sich unter der Voraussetzung einer Verschiebung des Supports auf dem Drehbanksbette eine conische Gestalt des Arbeitsstückes, wie man mit Hülfe der Fig. 590 erkennt.

Bei der hier vorausgesetzten seitlichen Verschiebung des Reitstockes um eine gewisse Größe $gc = w$ findet offenbar die Stützung des Arbeitsstückes A in solcher Art statt, daß dasselbe an der Spitze der Laufspindel in der hinteren Berührungslinie ab und an dem Reitstocke in der vorderen Berührungslinie cd anliegt. Wollte man hierbei eine ganz starre Verbindung des Arbeitsstückes mit der Laufspindel anordnen, so müßte bei einer Umdrehung der letzteren die Gerade ac, welche die Spitzen der beiderseits angebrachten Kerner verbindet, sich in einem Kegelmantel um die Axe ag der Spindel herumbewegen. Da die Anordnung der festen Spitze C eine

solche Bewegung nicht zuläßt, so ersieht man hieraus, daß die Verbindung des Arbeitsstückes mit der Spindel B keine starre sein darf, dieselbe vielmehr bei a eine gewisse Bewegung des Arbeitsstückes gegen die Spindel gestatten muß. Diese Bewegung besteht nicht in einer Drehung der Spitze in dem Kerner, wie sie an der festen Spitze auftritt, sondern in einem regelmäßigen Schwanken des Arbeitsstückes um die Axe ag der Drehbank, in Folge wovon alle Kegelseiten der conischen Vertiefung im Arbeitsstücke bei jeder Umdrehung nach und nach mit allen Kegelseiten der Spitze B in Berührung treten. An der festen Spitze C dagegen wird stets nur die eine Kegelseite cd der Spitze den Druck des Arbeitsstückes aufzunehmen haben, bei dessen Umdrehung alle auf einander folgenden Kegelseiten der Vertiefung mit jener Seite cd der Spitze in Berührung treten, so daß sich hier eine Reibung wie bei gewöhnlichen Zapfen einstellt.

Denkt man sich in S die Schneide eines Stichels feststehend angebracht, so ergiebt sich, daß ein Punkt derselben, etwa die Spitze, bei einer ganzen Umdrehung der Spindel und des Arbeitsstückes auf dem Umfange desselben eine kreisförmige Furche einreißen muß, deren Mittelpunkt in der geraden Verbindungslinie der beiden Spitzen a und c liegt. Bei einer Bewegung des Stichels parallel zu den Wangen des Drehbankgestelles von M nach N entsteht daher an dem Arbeitsstücke eine kegelförmige Oberfläche, für welche die Neigung einer Seite gegen die Axe übereinstimmt mit dem Winkel $gac = \alpha$, welchen die Verbindungslinie der beiden Spitzen mit der Axenrichtung der Spindel bildet. Man macht von diesem Mittel der Versetzung des Reitstockes in solchen Fällen Gebrauch, in denen die zu erzeugende conische Form nur sehr wenig von der cylindrischen abweicht. Aus der Figur ist auch ersichtlich, daß man zur Bearbeitung der ebenen Grundflächen MM_1 und NN_1 eines so erzeugten Kegels die Verschiebung des Stichels nicht wie bei Cylindern senkrecht zu den Wangen der Drehbank, sondern senkrecht zu der Verbindungslinie ac der Spitzen vorzunehmen hat.

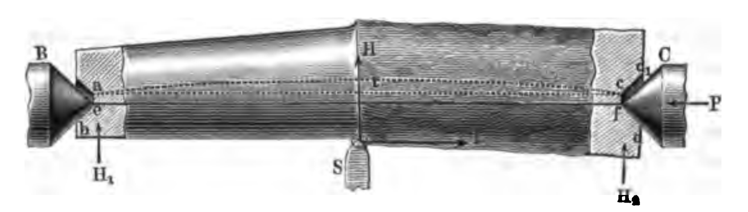
Bisher wurde auf den Einfluß keine Rücksicht genommen, die der von dem Stichel gegen das Arbeitsstück geäußerte Druck auf die Gestalt der erzeugten Oberfläche ausüben muß; von diesem Einflusse kann man sich wie folgt eine ungefähre Anschauung verschaffen.

Der von dem Stichel S, Fig. 591, gegen das Arbeitsstück ausgeübte Druck, welcher nach den in §. 148 darüber gemachten Bemerkungen zu beurtheilen ist, hat eine Richtung, die vornehmlich von der Gestalt und Stellung der Schneide abhängt. Man denkt sich diesen durch den Widerstand des Materials in einem beliebigen Augenblicke bestimmten Druck nach drei zu einander senkrechten Richtungen in die Seitenkräfte H, V und L zerlegt, so zwar, daß L parallel zur Verbindung ef der Spitzen gerichtet ist, und von den beiden anderen dazu senkrechten Seitenkräften H horizontal

und V vertical wirkt. Man erkennt dann, daß die beiden letzteren Kräfte H und V eine gewisse Durchbiegung des zwischen B und C gestützten Arbeitsstückes bewirken, die unter sonst gleichen Umständen um so größer ausfallen muß, je länger und dünner das Arbeitsstück ist, während die nach der Länge wirkende Kraft L die Wirkung haben wird, daß von den beiden Spitzen B und C, zwischen welche das Arbeitsstück durch die Schraube der Reitstockspindel mit einer gewissen Kraft P eingespannt wurde, die eine Spitze theilweise entlastet wird, während die andere einen Zuwachs des Druckes um L erfährt, so daß die in dem betrachteten Augenblicke an den Spitzen auftretenden Kräfte durch $P - L$ und $P + L$ gegeben sind.

Die beiden anderen Kräfte H und V veranlassen zweierlei Wirkungen, die auf die Gestalt der erzeugten Fläche von Einfluß sind. Es wird durch sie nämlich einmal eine gewisse Verdrückung der conischen Vertiefungen an den Enden des Arbeitsstückes herbeigeführt, wie solche in vergrößertem Maße in der Figur angedeutet ist, und zweitens biegt sich das Arbeitsstück in bestimmter Weise durch. Beide Wirkungen haben zur Folge, daß der

Fig. 591.



Durchmesser des Arbeitsstückes an der Angriffsstelle des Stichels größer ausfällt, als dem Abstande des Stichels von der Geraden entspricht, welche die beiden Spitzen e und f der Drehbank verbindet. Es ist ersichtlich, daß diese Wirkungen für verschiedene Stellungen des Stichels zwischen den Spitzen verschieden ausfallen muß; am größten wird die Durchbiegung sein, wenn der Stichel in der Mitte zwischen den Spitzen steht, während die Verdrückung jedes Kerners zunimmt, wenn der Stichel sich ihm nähert. Man kann übrigens bemerken, daß bei der meist üblichen Stellung des Stichels, etwa in gleicher Höhenlage mit der Axe der Drehbank, die verticale Seitenkraft V für die Vergrößerung des Durchmessers nur von ganz untergeordneter Bedeutung sein kann, während die durch die horizontale Kraft H bewirkte Durchbiegung in ihrem ganzen Betrage auf eine Vergrößerung des Halbmessers wirkt, so daß bei einem Abstande des Stichels von der Drehbanksaxe gleich r der Halbmesser des Arbeitsstückes durch $r + s + t$ dargestellt wird, worin s die Vergrößerung durch die Verdrückung der Kerner und t diejenige durch die Durchbiegung des Arbeitsstückes A vorstellt.

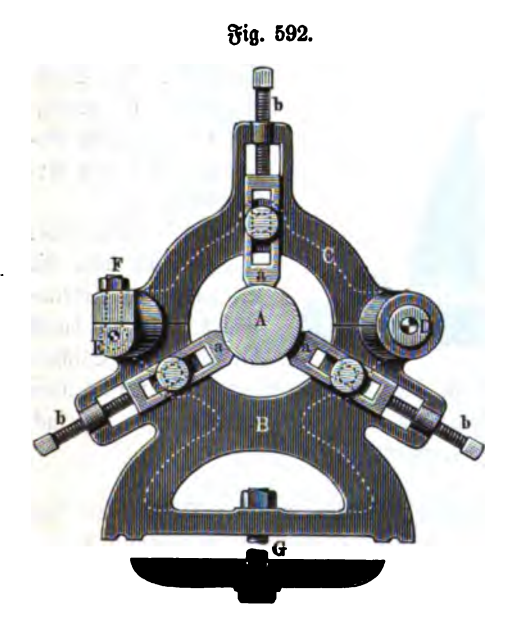
Aus der vorstehenden Betrachtung ergiebt sich zunächst, daß zur möglichsten Vermeidung der Kernerverdrückung eine genügende Tiefe der grübchenförmigen Vertiefungen gewählt werden muß. Während bei Anordnung hinreichend tiefer Kerner, die nur bei den kleinsten Gegenständen durch Einschlagen eines stählernen Werkzeuges, bei allen größeren Arbeitsstücken dagegen durch Bohren hergestellt werden, die gedachte Verdrückung kaum merklich sein wird, kann andererseits bei einer zu geringen Tiefe der Kerner ein Herausspringen des Arbeitsstückes durch die Wirkung des Stichelsdruckes herbeigeführt werden.

Die Durchbiegung und die dadurch bedingte Beeinflussung des Durchmessers vom Arbeitsstück ist bei ganz kurzen und bei dicken Gegenständen in der Regel so gering, daß sie vernachlässigt werden darf, wogegen bei dünnen und langen Gegenständen, wie z. B. bei längeren Axen, besondere Mittel in Anwendung zu bringen sind, um eine genau cylindrische Gestalt der Oberfläche zu gewährleisten. Ohne solche besondere Vorsichtsmaßregeln muß eine längere Stange bei einer Entlangführung des Stichels parallel mit den Drehbankswangen nicht nur in der Mitte erheblich dicker ausfallen, als gegen die Enden hin, sondern die Oberfläche wird in solchem Falle auch durch die Entstehung vieler kleiner Wellen entstellt, so daß sie dadurch ein flimmerndes Aussehen erhält. Diese kleinen, meist sehr regelmäßig auftretenden Wellen hat man dem Erzittern des Arbeitsstückes zuzuschreiben, das durch die in §. 148 nachgewiesene regelmäßige Veränderung des Sticheldruckes hervorgerufen werden muß. Selbstverständlich sind diese Unregelmäßigkeiten am größten in der Mitte des Arbeitsstückes, nach dessen Enden hin sie sich allmählich verlieren, wenn ihre Ursache nicht etwa in dem gleichzeitigen Erzittern des Stichels zu suchen ist.

Das meist gebrauchte Mittel, um dem Durchbiegen längerer Gegenstände unter dem Einflusse des Stichels zu begegnen, besteht in der Anordnung einer besonderen Unterstützung des Arbeitsstückes zwischen den Spitzen vermittelst eines lagerförmigen Hülfsmittels, das in der Regel mit dem Namen Setzstock oder Lünette bezeichnet wird. Man unterscheidet diese Setzstöcke in feststehende und mitgehende, je nachdem sie auf dem Drehbanksbett an bestimmter Stelle, etwa in der Mitte des Arbeitsstückes, fest aufgestellt werden und ihren Platz daselbst behalten, oder an der Verschiebung des Stichels theilnehmen. In letzterem Falle wird der Setzstock auf dem Support in möglichster Nähe des Stichels befestigt, und zwar ist er in der Bewegungsrichtung des Stichels hinter demselben anzubringen, so daß er in seinem Lagerauge immer eine kurz vorher von dem Stichel abgedrehte Stelle führt. Es ist selbstredend, daß die Anwendung mitgehender Setzstöcke nur bei Gegenständen stattfinden kann, die ihrer ganzen Länge nach genau denselben Durchmesser haben. Ist dies nicht der Fall, z. B., wenn

das Arbeitsstück entweder nicht cylindrisch oder an einzelnen Stellen mit hervorragenden Ringen u. dergl. versehen ist, so hat man natürlich die Lünette auf dem Drehbanksgestell an einer Stelle zu befestigen, an welcher das Arbeitsstück zuvor möglichst genau rund gedreht wurde. Wenn die letztere Bedingung nicht erfüllt werden kann, so hilft man sich wohl in der Weise, daß man auf dem Arbeitsstücke eine genau runde Büchse durch Schrauben so befestigt, daß diese Büchse, die in dem Setzstocke ihre Unterstützung findet, möglichst genau centrisch zur Drehbanksaxe ausgerichtet ist.

Fig. 592.



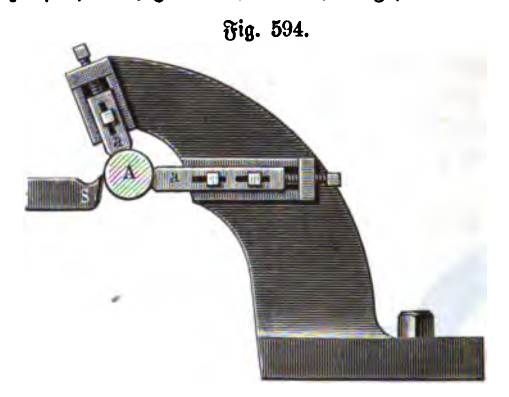
Einen Setzstock, wie er vielfach gebraucht wird, zeigt Fig. 592, woraus man ersieht, daß die Führung und Unterstützung des Arbeitsstückes *A* durch drei Backen *a* geschieht, die mittelst der Schrauben *b* dem Durchmesser des Arbeitsstückes entsprechend verstellt werden können. Zum bequemen Einbringen des Werkstückes ist der Lünettenständer aus zwei Theilen, *B* und *C*, gebildet, so daß der Obertheil *C* um den Bolzen *D* aufgeklappt werden kann, nachdem die um *E* drehbare Befestigungsschraube *F* zurückgeschlagen worden ist. Die Befestigung des Setzstockes auf dem Bett oder Support der Drehbank wird in ersichtlicher Weise durch den Schraubenbolzen *G* bewirkt.

Fig. 593.



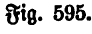
Eine zur Lagerung von noch nicht rund gedrehten Gegenständen dienende Hülse ist in Fig. 593 (a. v. S.) dargestellt; der mittlere Theil *B* derselben zwischen den beiderseitigen Ansätzen findet seine Lagerung in dem Setzstocke, die Stellschrauben *C* ermöglichen die centrische Befestigung auf dem Arbeitsstücke *A*.

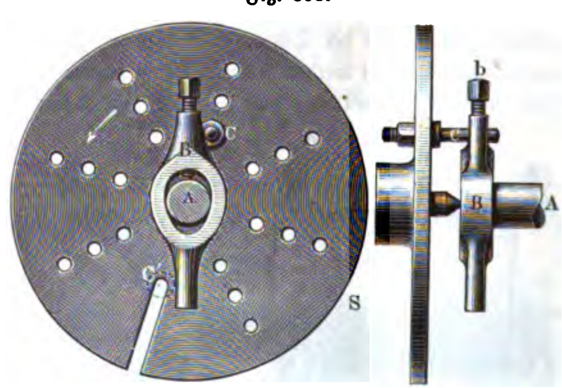
Fig. 594.



Ein mitgehender Setzstock, bei dem die Stützung des Arbeitsstückes *A* in der durch die Spitze des Stichels *S* gehenden Ebene geschieht, ist in Fig. 594 abgebildet. Die vorstehenden Figuren sind ebenso wie die folgenden, 595 bis 604, dem schon mehrfach erwähnten Werke von J. Rose entnommen.

§. 167. **Mitnehmer.** Um die drehende Bewegung von der Spindel auf das Arbeitsstück zu übertragen, bedient man sich bei dem Drehen zwischen Spitzen in den gewöhnlichen Fällen einer einfachen, durch Fig. 595 versinnlichten


Fig. 595.

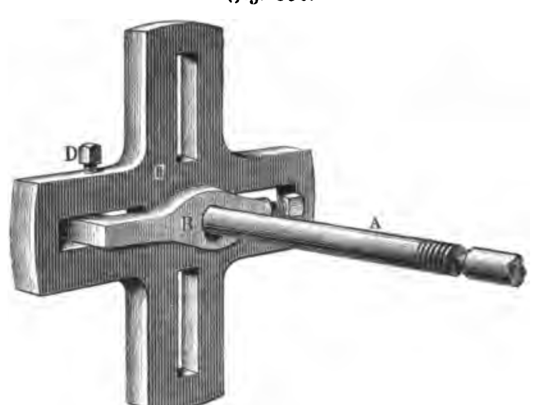


Einrichtung. Auf dem Arbeitsstücke *A* wird möglichst nahe an dem der Spindel zugewandten Ende ein von seiner Form wohl als Herz, Mitnehmerherz benannter Bügel *B* mittelst der Spannschraube *b* vorübergehend befestigt, gegen welchen sich der Mitnehmer *C*, d. h. ein Stift der Scheibe *S* legt, die auf der Spindel befestigt ist. Die Bewegungsüber-

tragung wird dabei in der einfachsten Art erzielt, ohne daß die nach dem Vorhergegangenen nöthige Beweglichkeit zwischen der Spindel und dem Arbeitsstücke beeinträchtigt wird. Daß man dabei das Mitnehmerherz auch gänzlich entbehren kann, sobald der abzudrehende Gegenstand an sich schon mit einem hervorstehenden Theile versehen ist, gegen den der Mitnehmerstift sich legen kann, ist an sich deutlich, ebenso wie die Entbehrlichkeit des Herzes bei dem Abdrehen von Rädern oder Riemscheiben, wobei der Stift C gegen den Arm wirken kann.

Bei der in Fig. 595 dargestellten Anordnung kann die Mitnahme des Arbeitsstückes offenbar nur bei der Umdrehung nach der einen, durch den Pfeil angedeuteten Richtung erfolgen, was für die gewöhnliche Dreharbeit auch genügt, indem hierbei das Arbeitsstück stets in dieser einen Richtung

Fig. 596.



umgedreht werden muß. Nur für gewisse Arbeiten, z. B. für das Schneiden von Schraubengewinden auf der Drehbank, ist es erforderlich, die Umdrehung bald nach der einen, bald nach der entgegengesetzten Richtung vorzunehmen, für welchen Fall man sich einer in Fig. 596 gezeichneten Einrichtung bedienen kann. Die Mitnehmerscheibe auf der Spindel ist hierbei ersetzt durch das mit vier radialen Schlitzen versehene Kreuz C, in dessen einen Schlitz der zu dem Zwecke umgebogene Arm des Mitnehmerherzes B eintritt, woselbst er durch eine Stellschraube D noch befestigt werden kann, obwohl nach dem Vorstehenden eine ganz starre Befestigung daselbst vermieden werden sollte.

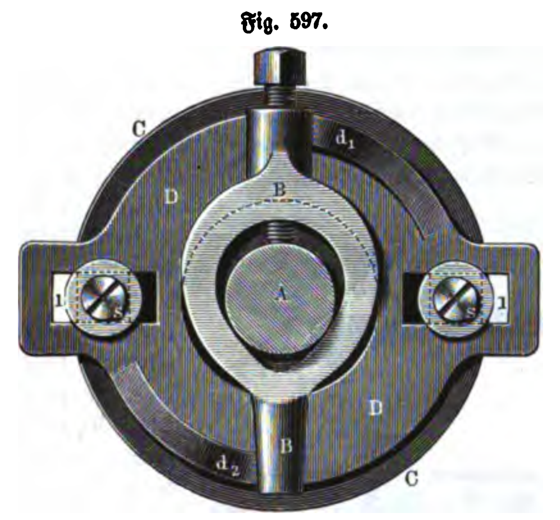
Mit der Anwendung der in Fig. 595 und 596 dargestellten Bewegungsübertragung ist der Nachtheil eines einseitig auf das Arbeitsstück übertragenen Druckes verbunden. Wenn durch diesen Druck, der mit Q bezeichnet werden möge, auch zwar keine Durchbiegung des Arbeitsstückes herbei-

geführt werden wird, da in allen Fällen das Herz in unmittelbarer Nähe der unterstützenden Drehbankspitze angebracht ist, so kann doch eine Verdrückung des Kerners im Arbeitsstück dadurch bewirkt werden, welche, wenn sie auch nur gering ist, bei genauen Arbeiten doch stören kann. Diese Kraft Q nämlich setzt sich mit demjenigen Drucke zu einer resultirenden Kraft zusammen, der aus der Wirkung des Stichels auf die Drehbankspitze übertragen wird. Bezeichnet T den durch die Wirkung des Stichels auf die Drehbankspitze senkrecht zur Axe der Drehbank ausgeübten Druck, welcher nach dem vorigen Paragraphen hauptsächlich von den beiden dort mit H und V bezeichneten Seitenkräften abhängen wird, so hat dieser Druck in einem gewissen Augenblicke eine bestimmte Richtung und Größe, die sich während einer Umdrehung nicht wesentlich ändern wird, sofern man annimmt, daß der abzuschälende Span während dieser Umdrehung ungefähr dieselbe Stärke beibehält, wie es für den zweiten Schnitt bei dem Schlichten immer der Fall ist. Die von dem Mitnehmer durch das Herz auf das Arbeitsstück übertragene Kraft Q aber wirkt während einer Umdrehung nach allen möglichen Richtungen, und daraus folgt eine stetige Veränderung der aus T und Q sich ergebenden Mittelkraft, sowohl was die Größe wie auch die Richtung derselben anbetrifft. Die Größe dieser Mittelkraft schwankt zwischen den Werthen $T + Q$ und $T - Q$ in denjenigen Augenblicken, in denen T und Q gleich oder entgegengesetzt gerichtet sind. Die Richtung der aus T und Q folgenden Mittelkraft ist veränderlich innerhalb eines gewissen, von dem Verhältniß zwischen beiden Kräften abhängigen Winkels, der um so größer ist, je größer die vom Mitnehmer ausgeübte Kraft Q im Verhältnisse zu dem Widerstande T des Stichels ausfällt. Es läßt sich erwarten, daß in Folge dieser Verschiedenheit des von dem Arbeitsstücke auf die Spitze der Spindel ausgeübten Druckes eine Erweiterung des Kerners im Arbeitsstücke hervorgerufen wird, da diese Schwankungen sich bei jeder Umdrehung wiederholen. In Folge davon können Abweichungen von der genauen Form einer Umdrehungsfläche entstehen, was man mit dem Worte des Unrundwerdens zu bezeichnen pflegt.

Man hat, um diese Unregelmäßigkeiten zu vermeiden, wohl versucht, die einseitige Wirkung des Mitnehmers dadurch zu umgehen, daß man die Mitnehmerscheibe mit zwei diametral gegenüber liegenden Stiften versehen hat, die das Mitnehmerherz bei C und C', Fig. 595, antreiben, doch ist der Erfolg dieser Anordnung deshalb ein zweifelhafter, weil es niemals möglich sein wird, die Ausführung so genau zu machen, daß beide Stifte gleichmäßig zur Anlage kommen. In Wirklichkeit wird doch immer nur ein Stift die Kraftübertragung ganz oder zum größten Theile übernehmen müssen. Am besten dürfte der gedachte Zweck durch die in Fig. 597 dargestellte Einrichtung von Clement erreicht werden. Hierbei geht die Ueber-

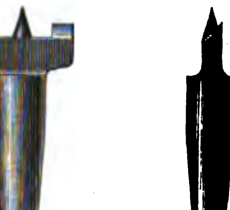
tragung der Kraft auf das Mitnehmerherz B nicht unmittelbar von der auf der Drehbankspindel befestigten Scheibe C aus, sondern sie geschieht durch Vermittelung des Zwischenstückes D, das mit zwei entsprechend geformten Nasen d_1 und d_2 das Herz ergreift, und mit der Scheibe C durch die beiden

Fig. 597.



Schraubenbolzen s verbunden ist. Diese letzteren gestatten dem Treiberstück D eine gewisse Verschiebung innerhalb der länglichen Schlitze l, zu welchem Ende die Schrauben s nur mäßig angezogen werden, um die Verschiebung leicht von statten gehen zu lassen. Vermöge dieser Einrichtung stellt sich das Treiberstück D bei einem einseitigen Widerstande des Herzes B in eine solche Lage, daß eine gleichmäßige Vertheilung des Druckes auf die beiden Nasen d_1 und d_2 und damit ein Fortfall des einseitigen Druckes stattfindet. Der größeren Verbreitung dieses Mitnehmers steht indessen seine umständlichere Anordnung, verglichen mit der einfachen Einrichtung der Fig. 595, im Wege; auch dürfte in den meisten Fällen der Nachtheil des einseitigen Antriebes nicht erheblich sein.

Fig. 598.



Bei der Bearbeitung hölzerner Gegenstände pflegt man die Mitnahme des Arbeitsstückes durch die Spindel meist einfacher dadurch zu erreichen, daß man die letztere an ihrem freien Ende anstatt mit der gewöhnlichen Spitze, mit einem Dreizack nach der Fig. 598 versieht, dessen scharfe Schneiden fest in das Holz eingetrieben werden. Um hierbei ein Aufspalten,

wie es besonders bei weichen Holzarten zu befürchten ist, zu vermeiden, giebt man den Schneiden oder Zinken des Dreizacks auch passend eine Form, wie sie in Fig. 599 gezeichnet ist, wobei die beiden gegenüberstehenden Schneiden das zwischen ihnen befindliche Holz fest zusammenpressen und die Gefahr eines Aufspaltens nicht vorliegt, weil die Außenflächen der Zinken parallel zur Axe der Drehbank gebildet sind.

Wenn es sich um das Abdrehen eines hohlen, röhrenförmigen Gegenstandes auf seiner Außenfläche handelt, so wird derselbe auf einem Bolzen oder Dorne befestigt, der in gewöhnlicher Art zwischen die Spitzen der Drehbank gespannt und durch einen Mitnehmer in Umdrehung gesetzt wird. Die Befestigung des Arbeitsstückes erfolgt dabei einfach vermittelst der Reibung, die der fest auf den schlank conisch gebildeten Dorn getriebene Gegenstand auf dem ersteren findet. In Fig. 600, welche diese Anordnung erläutert, stellt M den zwischen den Spitzen B und C befindlichen, von E nach D hin verjüngten Dorn und A das darauf gepreßte Arbeitsstück vor.

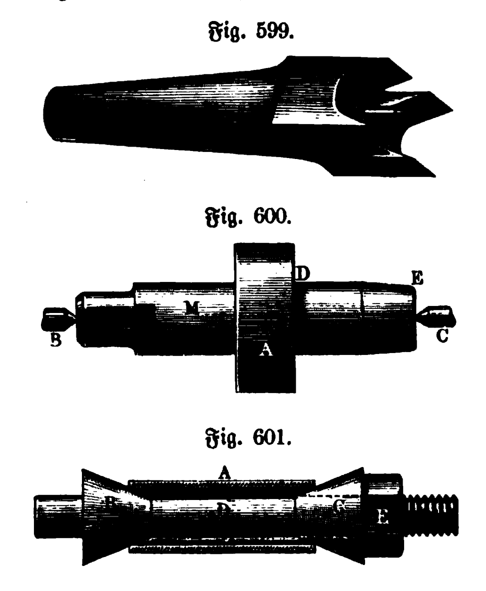
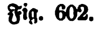


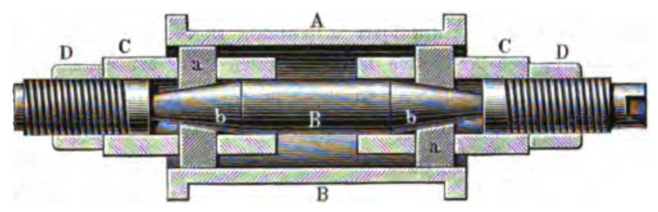
Fig. 599. Fig. 600. Fig. 601.

Die in Fig. 601 dargestellte Befestigung einer abzudrehenden Röhre A auf dem Dorne D mittelst der beiden Kegel B und C, von denen der letztere durch die Schraubenmutter E auf dem Dorne verschoben und gegen das Arbeitsstück gepreßt wird, dürfte ohne nähere Erklärung deutlich sein.

Da ein Dorn von der Beschaffenheit der Fig. 600 nur für eine bestimmte Weite der Höhlung des abzudrehenden Körpers anwendbar ist, und man daher eine sehr große Anzahl solcher Dorne nöthig hat, so ist man bemüht gewesen, sogenannte expansible Dorne auszuführen, von denen jeder innerhalb gewisser Grenzen für beliebige Durchmesser der Höhlung in Anwendung gebracht werden kann. Von den verschiedenen, diesem Zwecke dienenden Vorrichtungen möge hier nur eine besprochen werden, wie sie durch Fig. 602 zur Anschauung gebracht wird. Hierbei ist der im Allgemeinen cylindrisch gestaltete Dorn B an beiden Enden mit Schraubengewinden versehen, so

daß durch die hierzu gehörigen Muttern D zwei cylindrisch ausgebohrte Hülsen C verschoben werden können. Durch diese Verschiebung jeder Hülse nach innen wird bewirkt, daß vier Stahlbacken a nach außen getrieben werden, derart, daß dieselben sich kräftig gegen das Innere des aufzuspannenden Arbeitsstückes A legen und dadurch dessen Befestigung bewirken. Um diese Verschiebung der Backen nach außen zu erzielen, dient für jede Hülse

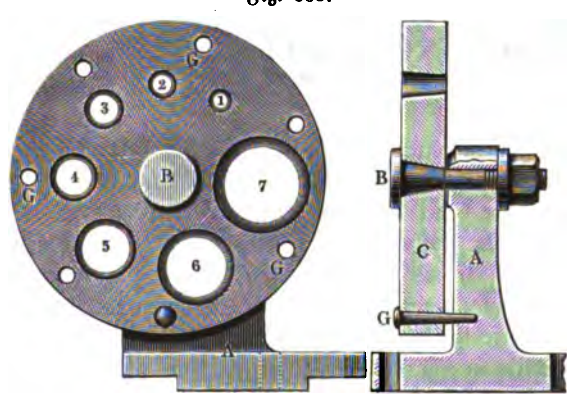

Fig. 602.



der kegelförmig abgedrehte Theil b, auf dessen Oberfläche die Stahlbacken a sich mit ihren inneren Enden stützen, während die Führung der Backen in den zu diesem Zwecke passend durchlochten Hülsen C geschieht.

Noch mag erwähnt werden, daß man in solchen Fällen, wo es darauf ankommt, die Stirnfläche eines längeren Gegenstandes abzudrehen oder

Fig. 603.

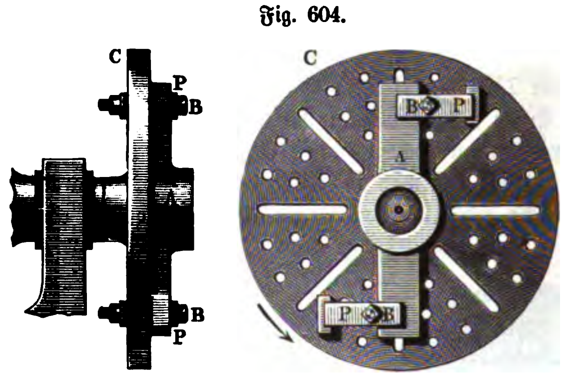


mit einer centralen Höhlung zu versehen, wo also die Verwendung der festen Spitze des Reitstockes unthunlich ist, die Unterstützung des betreffenden Endes dadurch bewirkt, daß man dasselbe zunächst am Rande in geringer Breite conisch abdreht, um diesem Rande alsdann in einem passenden Auge der Lünettenscheibe C, Fig. 603, die erforderliche Unterstützung geben zu können. Der Ständer A, an dem die Scheibe C um den Bolzen B drehbar angebracht ist, wird in diesem Falle an Stelle des Reitstockes auf den

Wangen der Drehbank befestigt, und die Scheibe C in solche Stellung gedreht, daß von den concentrisch zu B angebrachten Augen 1 bis 7 das für den Gegenstand passende in die Axe der Drehbank tritt. Die außerdem in der Scheibe C befindlichen Löcher G dienen zur Feststellung der Scheibe in der ihr gegebenen Lage mittelst eines durch das betreffende Loch gesteckten Stiftes, wie ohne weiteres deutlich ist.

§. 168. **Freidrehen.** Gegenstände von geringerer axialer Länge, wie Räder, Riemscheiben u. s. w., die auf ihrer Stirnfläche zu bearbeiten sind, werden unter Beseitigung des Reitstockes mit dem freien Ende der Drehbankspindel unwandelbar fest verbunden, zu welchem Zwecke verschiedene Mittel in Anwendung kommen. Alle größeren Arbeitsstücke dieser Art befestigt man an der auf dem vorderen Ende der Drehbankspindel angebrachten Planscheibe, einer größeren, vorn eben abgedrehten Scheibe, die zu dem Behufe der Befestigung von Arbeitsstücken mit vielen Löchern oder Schlitzen zur Anbringung der erforderlichen Befestigungsbolzen versehen ist.

Fig. 604.



Die Fig. 604 läßt erkennen, wie mittelst dieser Bolzen B und geeigneter Spannkloben P ein Gegenstand A an der Planscheibe C der Drehbank befestigt werden kann.

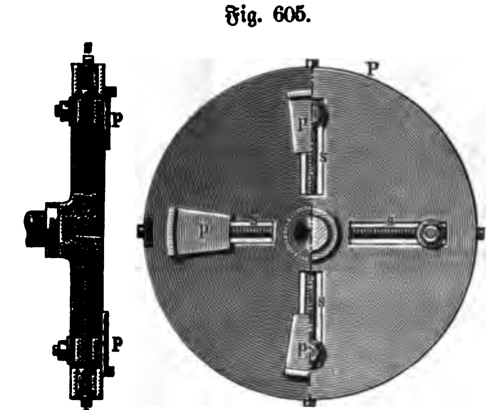
Zur bequemeren Aufbringung der Arbeitsstücke versieht man derartige Planscheiben vielfach mit Spannbacken, die ein- für allemal mit der Planscheibe verbunden, auf derselben durch Schrauben radial verschoben und gegen das zu befestigende Arbeitsstück angepreßt werden können, wie eine solche Planscheibe in Fig. 605 abgebildet ist. Hier sind vier solcher Kloben oder Backen p angebracht, die in den Schlitzen der Planscheibe P durch die Schraubenspindeln s einzeln bewegt werden können.

Die Befestigung eines Gegenstandes auf diesen Planscheiben macht ein derartiges Ausrichten erforderlich, daß der Gegenstand möglichst gut centrirt wird. Wenn der hierzu erforderte Zeitaufwand bei der Bearbeitung größerer Gegenstände deswegen weniger in Betracht kommt, weil bei diesen das Aufbringen eines Gegenstandes sich nur vergleichsweise selten nöthig macht, so ist es doch bei der Ausführung kleinerer Arbeiten, die ein häufigeres

Auf- und Umspannen der Arbeitsstücke erfordern, vortheilhaft, sich solcher Planscheiben zu bedienen, die von selbst und ohne weitere Aufmerksamkeit ein centrisches Aufspannen runder Gegenstände bewirken.

Dieser Zweck wird bei den Planscheiben dadurch erzielt, daß man die Verschiebung aller Spannbacken von einander abhängig macht, und zwar derartig, daß alle Backen stets gleichzeitig um den gleichen Betrag in radialer Richtung verschoben werden. Man erreicht dies entweder dadurch, daß man auf alle Schraubenspindeln der Spannbacken ein gemeinsames Bewegungsmittel wirken läßt, durch dessen Bewegung sämmtliche Schraubenspindeln in gleichem Betrage umgedreht werden, oder dadurch, daß man die Umdrehung einer der Spindeln dazu benutzt, um durch geeignete Uebertragungsmittel allen übrigen Schrauben eine gleiche Umdrehung zu ertheilen.

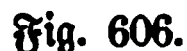
Fig. 605.

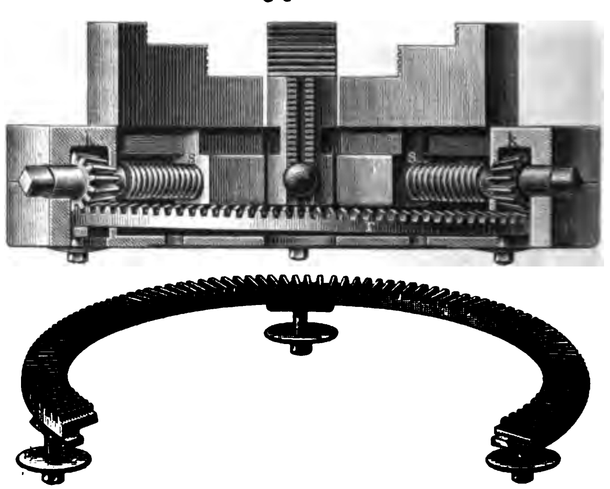


Eine Vorrichtung der letztgedachten Art ist in Fig. 606 (a. f. S.) versinnlicht, woraus ersichtlich ist, daß jede der drei hierbei vorhandenen Schraubenspindeln *s* mit einem Kegelgetriebe *k* versehen ist, dessen Zähne in einen gemeinsamen Zahnring *r* eingreifen, der lose in das Gehäuse der Planscheibe eingelegt ist, so daß er sich frei drehen kann. Vermöge dieser Verbindung muß die Umdrehung irgend einer der Schraubenspindeln, die an dem nach außen hervortretenden vierkantig gestalteten Ende hervorgebracht wird, auch eine Umdrehung der übrigen Spindeln veranlassen. Da die Zähnezahl für alle Getriebe dieselbe ist und auch die Ganghöhe der Schrauben übereinstimmt, so wird vermöge der gewählten Einrichtung bei einer beliebigen Umdrehung einer Schraubenspindel eine für alle Backen gleiche, radiale Verschiebung erreicht. Wenn daher die zum Angriff kommenden Flächen der Backen in irgend einer Lage genau centrisch ausgeführt sind, was durch Abdrehen der Backen erzielt wird, so muß auch in jeder anderen Lage eine centrische Befestigung des Arbeitsstückes erreicht werden.

Derartige Planscheiben mit gleichzeitig sich verstellenden Backen sind naturgemäß nur anwendbar für Gegenstände, bei denen die von den Backen festgeklemmte Oberfläche während der Bearbeitung centrisch zur Drehbankspindel sein muß, oder allgemeiner, bei denen die drei den Backen zum An-

griff dargebotenen Stellen denselben Abstand von der Mitte der Planscheibe haben müssen. In dieser Beschränkung liegt ein Nachtheil derartiger Vorrichtungen, da es nicht möglich ist, Gegenstände mittelst derselben abzudrehen, die, wie z. B. excentrische Scheiben, eine andere als centrale Befestigung erfordern. Für solche Fälle wird man sich daher der nach Art der Fig. 605 ausgeführten Vorrichtungen bedienen, bei denen jede einzelne Backe selbstständig verstellt werden kann. Man hat aber auch die Anordnung so getroffen, daß die Vortheile beider Ausführungsarten erreicht werden, indem man jede Backe mit einer selbständigen Bewegung begabt, und außerdem auch eine gleichzeitige Bewegung aller Backen ermöglicht. Eine solche

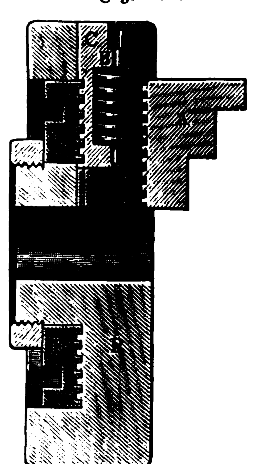

Fig. 606.



Anordnung stellt Fig. 607 vor. Von den drei vorhandenen Backen ist jede einzelne, wie *A*, dadurch selbständig verschieblich gemacht, daß eine an der axialen Verschiebung verhinderte Schraube *B* mit ihren Gewindegängen in die hintere, nach Art einer Zahnstange ausgeführte Fläche der Backe *A* eingreift, wodurch erzielt wird, daß bei einer ganzen Umdrehung dieser Schraube die Verschiebung der Backe um die Ganghöhe dieser Schraube erfolgt. Die drei Schrauben *B* sind in drei besonderen Gleitstücken *C* gelagert, von denen jedes in einer radialen Nuth der Planscheibe sich verschieben läßt, und zwar wird die gemeinschaftliche Verschiebung dieser drei Gleitstücke in folgender Art bewirkt. Centrisch zur Drehbankspindel ist in einen ringförmigen Einschnitt der Scheibe *P* der Ring *D* lose drehbar eingelegt, der auf seiner innen liegenden ebenen Fläche eine spiralförmige Nuth enthält, deren einzelne Gänge gleichen Abstand von

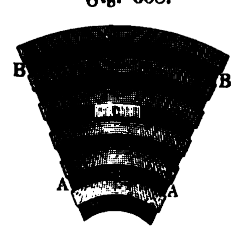
einander haben. Im Durchschnitte zeigt daher dieser Ring die in der Figur angegebenen regelmäßigen Hervorragungen und Vertiefungen, und wenn die Gleitstücke *C* auf den diesem Ringe zugekehrten Flächen mit entsprechenden, einer Verzahnung ähnlichen Hervorragungen und Vertiefungen versehen sind, so muß die Wirkung wie die einer Schraube sein, d. h. es muß bei einer ganzen Umdrehung des Ringes *D* jedes Gleitstück *C* um den Abstand der auf einander folgenden Spiralwindungen nach außen oder innen in radialer Richtung verschoben werden.

Fig. 607.



Solche Spiralscheiben wendet man auch bei anderen Geräthen in Dreherwerkstätten, z. B. bei den sogenannten Ankernfuttern, zu demselben Zwecke eines schnellen Centrirens mehrfach an. Es mag daher nicht überflüssig sein, darauf hinzuweisen, daß die besagten zahnartigen Hervorragungen der Gleitstücke *C* in den Spiralgängen nicht ihrer ganzen Ausdehnung nach zum Anliegen kommen, sondern diese Gänge nur in einzelnen Punkten berühren können. Man erkennt dies sogleich aus der Fig. 608, die einen Theil einer solchen Spiralscheibe darstellt. Wegen der verschiedenen Krümmungshalbmesser der Gänge *A A* und *B B* wird ein Gleitstück von der Breite *b b*, das etwa in der mittleren Stellung bei *c* den Gang in allen Punkten berührt, in dem inneren Gange nur in dem mittleren Punkte *a* und außen nur in den Eckpunkten *b b* zum Anliegen kommen. Ganz ähnliche Betrachtungen gelten offenbar auch für die concentrisch ab- und ausgedrehten Flächen, mit denen die Spannbacken die zu befestigenden Gegenstände erfassen.

Fig. 608.



Hier möge noch einiger Apparate zur Befestigung von Arbeitsstücken mit der Spindel der Drehbank gedacht werden, die denselben Zweck wie die vorgedachten und eine verwandte Einrichtung haben, und die in der Regel mit dem Namen Futter belegt werden. Dieselben dienen nur für die Befestigung kleinerer Gegenstände, insbesondere solcher von cylindrischer Gestalt, und da man sie vielfach zur centrischen Befestigung der auf der Drehbank gebräuchlichen Bohrer benutzt, so bezeichnet man sie auch wohl als Bohrfutter.

Ein solches mit zwei Backen versehenes Futter zeigt Fig. 609 I (a. f. S.), woraus man erkennt, daß in einer Führungsnuth der Scheibe *S* zwei

Backen *b* verschiebbar sind, deren Verschiebung durch die beiden Schrauben *s* bewirkt werden kann, indem die Muttergewinde für diese Schrauben in den Backen befindlich sind, welche durch die Führung in der Nuth an der Drehung verhindert werden, während den Schraubenspindeln *s* wohl die Umdrehung an ihren vierkantigen Enden gestattet, dagegen eine axiale Verschiebung in geeigneter Art verwehrt ist. Die Backen *b* können einen dünnen Gegenstand mit den beiden Ausschnitten *c* festhalten, oder aber bei größerem Durchmesser des Arbeitsstückes dasselbe mit den Flächen *a* ergreifen. Auch lassen sich die Backen in umgewendeter Stellung einsetzen, so daß die in der Figur nach außen gekehrten Flächen *d* nach innen treten, und man kann zur Befestigung ganz dünner Gegenstände, wie des Bohrers in

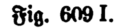


Fig. 609 I. Fig. 609 II.

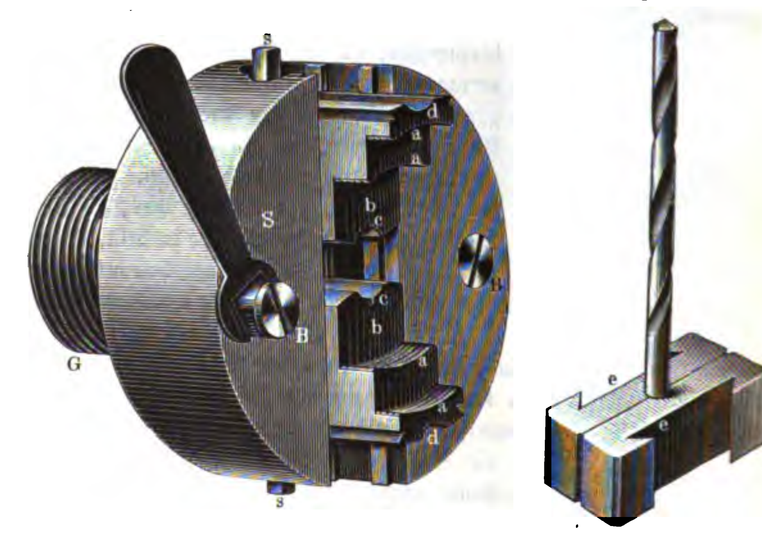


Fig. 609 II, die beiden Hülfsbacken *e* über die prismatisch gehobelten Enden *d* der Backen schieben. Die beiden Schrauben *B* können dazu dienen, einem zwischen den Backen festgehaltenen Gegenstande von größerer Breite noch eine sichere Stützung zu geben, indem man diese Schrauben so weit herausschraubt, daß ihre Kopfflächen dem befestigten Gegenstande zur Unterlage dienen. Die Befestigung dieses Futters mit der Drehbank geschieht mittelst des Schraubengewindes *G*, das in ein passendes Muttergewinde in einer Höhlung der Spindel eingeschraubt wird.

Hiernach wird die Einrichtung des durch Fig. 610 dargestellten und namentlich als Bohrfutter vielfach gebrauchten Werkzeuges verständlich sein. Wie man aus der Figur erkennt, greifen hierbei die beiden Backen *b*

mit einzelnen Rippen und Schlitzen so in einander, daß die eine der anderen zur Führung dient, und der eingespannte Bohrer *B* in mehreren Punkten sicher gefaßt wird.

Auch derartigen Futtern hat man vielfach eine Einrichtung gegeben, vermöge deren die Backen sich stets richtig central einstellen, indem man die Bewegung aller drei in solchem Falle zur Verwendung kommenden Backen gleichzeitig und um gleichviel vornimmt. Von den verschiedenen zu diesem Zwecke im Gebrauch befindlichen Vorrichtungen stellt Fig. 611 eine der einfachsten vor, deren Wirkungsweise leicht verständlich ist. Die den Gegenstand *A* zwischen sich fassenden Backen *E* sind hierbei außen nach der Gestalt einer Kegelfläche gebildet, so daß die entsprechend kegelförmig ausgedrehte Hülse *D* ein gleichmäßiges Zusammenspannen der Backen bewirkt, sobald diese Hülse mittelst ihres Muttergewindes auf die Schraubengänge *C* gedreht wird. Dieses Futter wird in der Regel mit der Drehbankspindel durch einfaches Einstecken des schlank conischen Stiftes *B* in die passend gebohrte Höhlung der Spindel verbunden. Es ist ersichtlich, daß das Schraubengewinde *C* ein rechtgängiges sein muß, wenn dasselbe

Fig. 610.

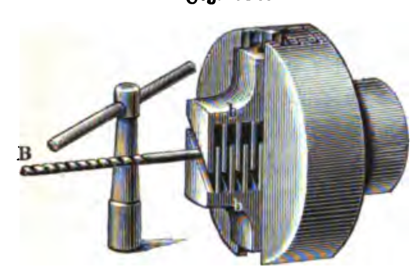
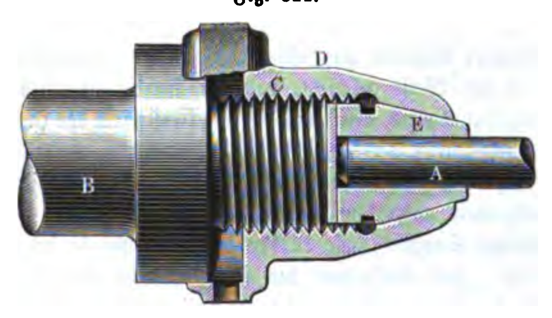


Fig. 611.



durch den bei der Arbeit auf den Gegenstand *A* ausgeübten Druck nicht einer selbstthätigen Lösung unterworfen sein soll, und daß eine solche Lösung zu befürchten wäre, wenn man die Drehbankspindel in der der gewöhnlichen Richtung entgegengesetzten umdrehen würde.

Der Support. Die Führung des Stichels kann nur bei der Herstellung der kleinsten Gegenstände und insbesondere nur bei der Verarbeitung §. 169.

von Holz oder weicheren Metallen, wie Messing, Zinn u. s. w., von dem Arbeiter freihändig erfolgen, also nur in solchen Fällen, wo der bei dem Drehen auf den Meißel ausgeübte Druck ein geringer ist. Insbesondere wird das freihändige Drehen auch wohl zur Verwendung gebracht bei der Herstellung von Gegenständen mit geschweiften oder gekrümmten Profilen, wobei die Geschicklichkeit des Drehers die Schwierigkeiten der Stichelführung leichter überwinden läßt, als dies durch Einrichtung eines mechanischen Hülfsmittels möglich sein würde. Es liegt in der Natur der Sache, daß alle durch das Freihanddrehen erzeugten Formen hinsichtlich ihrer Genauigkeit viel zu wünschen übrig lassen, da in Folge der wechselnden Drucke, die von dem Arbeitsstücke auf die Stichelschneide ausgeübt werden, eine Erzitterung des Stichels eintreten muß, welche auch die sicherste Hand des Drehers nicht wird verhindern können.

Aus diesen Gründen hat das Drehen aus freier Hand nur für die Werkstätten der Holzdrechsler und ähnlichen Gewerbe Bedeutung, während die

Fig. 612 I.

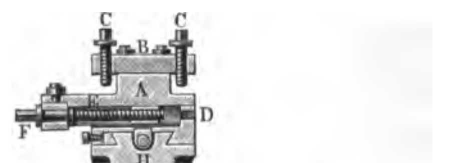
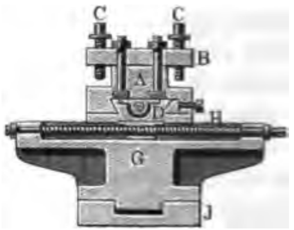


Fig. 612 II.



Herstellung genauer Arbeiten aus Eisen und anderen widerstandsfähigeren Materialien in der Weise geschieht, daß der Stichel in einen geeigneten Halter fest eingespannt wird, dem man die der Profilform des zu erzeugenden Gegenstandes zugehörige Bewegung durch entsprechende mechanische Mittel ertheilt. Die zur Aufnahme und Führung des Stichels dienende Vorrichtung ist allgemein unter dem Namen Support bekannt.

Einen einfachen Support, wie er für kleine Drehbänke gebräuchlich ist, zeigt Fig. 612. Zur Aufnahme des Stichels dient hier das aus dem Schlittenstücke A und der darauf geschraubten Platte B bestehende Gehäuse, in welchem der von der Seite eingelegte Stichel durch zwei von den vier Schrauben C unverrückbar befestigt werden kann. Dieses Stichelhaus oder der Stichelhalter ist als Schlitten auf dem darunter befindlichen Prisma D verschieblich, zu welchem Zwecke das Stück A beiderseits mit entsprechenden Leisten versehen ist, die sich dicht an das Prisma D anlegen. Hierbei kann die eine Führungsleiste noch durch besondere Druckschrauben angepreßt werden, um einen durch die Abnutzung mit der Zeit eintretenden

Spielraum oder todten Gang jederzeit wieder zu beseitigen. Zur Erzielung der gedachten Verschiebung dient die in dem Führungsprisma D drehbar aber unverschieblich gelagerte Schraubenspindel E, welche, da ihre Mutter fest mit dem Schlitten verbunden ist, bei jeder ihr durch eine bei F aufgesteckte Handkurbel ertheilten Umdrehung die Verschiebung des Schlittens mit dem Stichel um die Größe der Steigung bewirken muß.

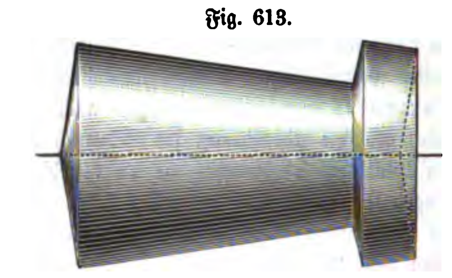
In ganz ähnlicher Weise ist das Führungsprisma D seinerseits zu einem Schlitten gestaltet, der auf einem darunter befindlichen zweiten Prisma G durch die Schraubenspindel H bewegt werden kann. Diese beiden Prismen sind nun immer senkrecht zu einander angeordnet, weshalb auch der Name Kreuzsupport für die hier gedachte Einrichtung im Gebrauch ist. Das untere Prisma ist auf einer Platte J angebracht, die an beliebiger Stelle der Drehbank auf den Wangen derselben vermittelst eines Schraubenbolzens oder sonst einer geeigneten Vorrichtung festgespannt werden kann, so daß jede Verschiebung ausgeschlossen ist. Wie man aus der Figur erkennt, ist die Befestigung des unteren Prismas G auf dieser Platte J so getroffen, daß der Theil G sammt den beiden darauf befindlichen Schlitten um einen Zapfen beliebig gedreht werden kann, so daß hierdurch die Möglichkeit geboten ist, den beiden Prismen oder Schlittenbewegungen jede beliebige Neigung gegen die Wangen oder Drehbanksaxe zu geben.

Hieraus ersieht man, daß bei einer solchen Befestigung des Supports auf der Platte J, vermöge deren das untere Prisma G genau parallel zu den Wangen der Drehbank gerichtet ist, ein in dem Halter befindlicher Stichel eine genau cylindrische Arbeitsfläche erzeugen muß, sobald ihm durch die Schraube H des Unterschlittens eine Verschiebung mitgetheilt wird, während durch eine Bewegung des Stichels durch den Oberschlitten, der in diesem Falle senkrecht zur Drehbankspindel steht, eine ebene Fläche hergestellt wird. Man wird daher bei der Bearbeitung eines cylindrischen Gegenstandes, z. B. eines Bolzens, die Schraube E benutzen, um den Stichel anzustellen, d. h. ihn soweit in das Material eindringen zu lassen, wie die Dicke des abzulösenden Spans erfordert, worauf eine Umdrehung der Schraube H des Unterschlittens die Erzeugung der cylindrischen Oberfläche zur Folge hat. Auch ist es deutlich, daß zur Bearbeitung der ebenen Endflächen des Bolzens, sowie zur Bearbeitung der Seitenflächen von etwa auf dem Bolzen vorhandenen Bundringen die Schraube E des Oberschlittens in Gebrauch zu nehmen ist.

Die Einrichtung des Supports, vermöge deren das Unterprisma G auf der Grundplatte J drehbar ist, gestattet auch bequem die Herstellung conischer Gegenstände, indem dazu nur nöthig ist, das Stück G so auf der Platte J zu befestigen, daß die Richtung des Unterprismas mit den Wangen der Drehbank einen Winkel α bildet, der gleich dem halben Winkel an der

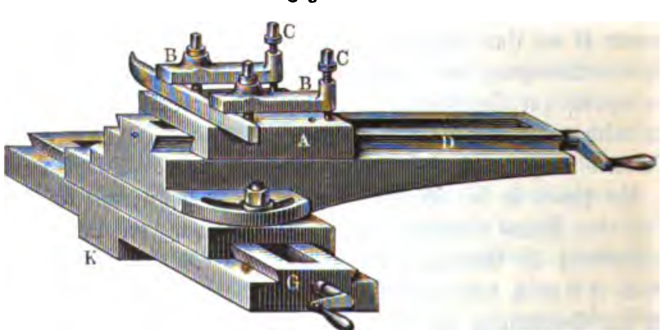
Spitze der zu erzeugenden Kegelfläche ist. Wenn man in diesem Falle die Endflächen des Gegenstandes durch die Bewegung des oberen Schlittens A herstellt, so erhält man, wie leicht zu ersehen ist, nicht ebene Flächen, sondern ebenfalls kegelförmige Begrenzungen, die auf der Kegelfläche des Umfanges senkrecht stehen, wie dies durch die Fig. 613 versinnlicht wird. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, hat man daher vielfach dem Support eine solche Einrichtung gegeben, vermöge deren nicht beide Prismen auf der Grundplatte, sondern das Oberprisma D auf dem unteren G drehbar gemacht ist, wie durch Fig. 614 verdeutlicht wird. Hier steht das Unterprisma senkrecht zu den Drehbankswangen, und damit es diese Lage immer beibehält, ist es mit dem nach unten hervorragenden Ansatz K genau zwischen die Wangen des Bettes gepaßt, oder man versieht die Unterfläche der Grundplatte mit passenden Vertiefungen für die Λ förmigen Prismen des Bettes.

Fig. 613.



Wenn mit Hülfe des Supports ein Gegenstand abgedreht werden soll, der eine irgendwie gekrümmte oder geschweifte Profilform zeigt, so kann dies dadurch geschehen, daß man beide Schlitten durch gleichzeitige Umdrehung

Fig. 614.

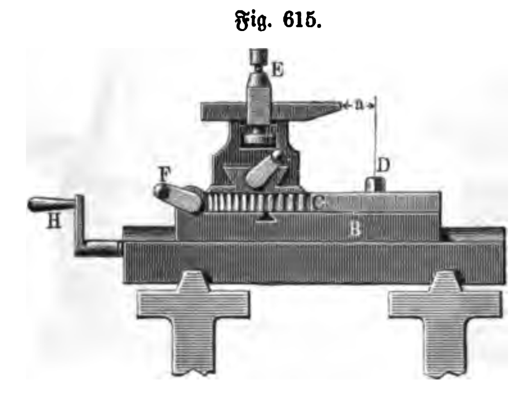


beider Schraubenspindeln verschiebt, so zwar, daß die Verschiebungen der beiden Schlitten für jeden Punkt der Profilform den senkrechten Coordinaten dieses Punktes parallel und senkrecht zur Axe entsprechend gewählt werden, was auszuführen natürlich eine besondere Uebung des Drehers erforderlich macht und wodurch meistens der Zweck nur mangelhaft erreicht wird. Um auch in solchen Fällen die beabsichtigte Form mit Sicherheit zu erzeugen,

hat man wohl dem Support eine solche Einrichtung gegeben, daß die Führung des Stichels selbstthätig in der gewünschten Weise zwangläufig bewirkt wird, zu welchem Zwecke man sich einer festen Schablone aus Stahl bedient, mit welcher ein an dem oberen Schlitten befindlicher Stift stets in Berührung bleibt, während der ganze Support selbstthätig auf den Wangen der Drehbank verschoben wird. Die Einrichtung dieser sogenannten Curvensupporte, die im Allgemeinen nur selten Verwendung finden, wird weiter unten noch näher besprochen werden.

Durch eine vergleichsweise einfache Einrichtung des Supports ist man im Stande, Kugeln, sowie überhaupt solche Umdrehungskörper auf der Drehbank herzustellen, deren Profile durch Kreisbogen begrenzt werden, indem man dazu nur nöthig hat, den Support um eine zur Grundplatte senkrechte Axe drehbar zu machen, wie dies aus Fig. 615 ersichtlich ist. Hier stellt D einen Bolzen vor, um den der Support im Betrage eines Halbkreises dadurch gedreht werden kann, daß eine durch die Handkurbel F umgedrehte Schraube ohne Ende in die Schneckenzähne eingreift, die am halbkreisförmigen Umfange der Platte C angebracht sind. Ist dieser Drehbolzen D so gestellt, daß seine Verlängerung durch die Axe der Drehbankspindel hindurchgeht, was man mittelst des Querschiebers B durch die Schraube H immer leicht erreichen kann und steht die Stichelschneide in der Höhe der Axe, so wird dem mit der Drehbankspindel umlaufenden Arbeitsstücke die Gestalt einer Kugel ertheilt, deren Halbmesser gleich dem größten Abstande a der Stichelspitze von der Axe der Drehbank ist. Stellt man dagegen den Drehpunkt D durch den Unterschlitten aus der Drehbanksmitte heraus, so läßt sich mit Hülfe der Schnecke die Bearbeitung von kreisförmig profilirten Wulsten oder Höhlungen vornehmen, wie sie beispielsweise an den bekannten Handrädern zum Stellen von Ventilen u. s. w. vorkommen.

Fig. 615.



Man bemerkt den Unterschied in der Befestigung des Stichels mit dem Support in den drei durch die Figuren 612, 614 und 615 dargestellten Einrichtungen. Während nach Fig. 612 die Befestigung durch den unmittelbaren Druck von zwei Spannschrauben erfolgt, wird bei dem Support der Fig. 614 der durch die Schrauben ausgeübte Druck vermittelst der als

ungleicharmige Hebel wirkenden Auflagestücke *B* in verstärktem Maße auf den Stichel übertragen. Die Einrichtung in Fig. 615 endlich zeigt nur eine einzige Druckschraube *s* in dem drehbar in den Oberschlitten eingesetzten Halter *E*, welcher mit einem quer hindurchgehenden Schlitze zum Einstecken des Stichels versehen ist. Diese letztere Einrichtung findet bei leichteren Drehbänken, für welche diese Art der Befestigung mittelst einer Schraube genügt, eine größere Verbreitung wegen der Bequemlichkeit, die sie bei dem Einbringen des Stichels namentlich deswegen gewährt, weil man in Folge der Drehbarkeit des Halters *E* dem Stichel rings herum jede beliebige Stellung geben kann.

Von besonderer Wichtigkeit für die gute Schneidwirkung des Stichels ist dessen richtige Höhenlage, die für die gewöhnlichen Fälle meist so gewählt wird, daß die Schneide in der Höhe der Spindel oder wenig darunter zu

Fig. 616.



Fig. 617.



stehen kommt. Um die gewünschte Stellung des Stichels mit Bequemlichkeit erreichen zu können, ohne daß man zu dem Hülfsmittel von Unterlegsplatten entsprechender Dicke seine Zuflucht zu nehmen nöthig hat, sind verschiedene Einrichtungen in Anwendung gebracht, die aber meist in der einen oder anderen Hinsicht zu wünschen übrig lassen. In Fig. 616 bis 620[1]) sind einige solcher Einrichtungen angegeben, die an sich leicht verständlich sind.

Die Einrichtung Fig. 616, bei welcher die Höhe der Stichelschneide durch Verschiebung der nach einem flachen Cylindersegment begrenzten Unterlage *U* erzielt wird, leidet an dem Uebelstande, daß dadurch die Neigung des Stichels gegen den Horizont geändert wird, womit auch eine Aenderung des Anstellungswinkels der Schneide verbunden ist. Derselbe Einwand gilt auch für die in Fig. 617 dargestellte Anordnung von zwei schräg abgeschnittenen

[1]) J. Rose, Modern Machine-Shop Practice.

Scheiben S_1 und S_2, durch deren Verdrehung gegen einander zwar die Höhenlage der Stichelschneide verändert wird, wobei aber der Stichel nur in einer bestimmten Lage horizontal steht. Zur Vermeidung dieses Uebelstandes ist in Fig. 618 eine Unterlagsscheibe S zur Anwendung ge-

Fig. 618.

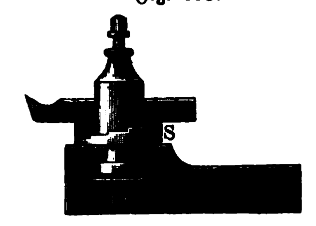
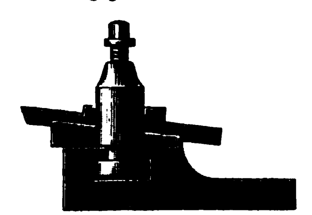
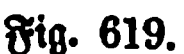
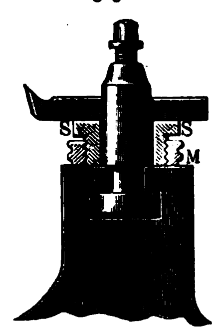


Fig. 620.



bracht, die ringsum mit verschieden hohen Ansätzen in solcher Art versehen ist, daß je zwei gegenüberliegende Ansätze dieselbe Höhe haben, wodurch offenbar eine Höhenverstellung unter Beibehaltung der horizontalen Lage des Stichels erreichbar ist, doch gestattet diese Anordnung nur eine sprungweise Veränderung. Die Anordnung, Fig. 619, ermöglicht zwar durch eine Verdrehung der Schraube S in ihrer Mutter M eine beliebige Höhenstellung, nur erfordert diese Einrichtung eine größere freie Höhe, die besonders bei kleinen Drehbänken nicht immer vorhanden ist. Bei der durch Fig. 620 gekennzeichneten Einrichtung soll die passende Höhenlage der Stichelschneide durch entsprechendes Herausschieben des schräg liegenden Stichels erzielt werden, mit welcher Anordnung wieder der Uebelstand verbunden ist, daß der Stichel zur Feststellung in einer größeren Höhe beträchtlich weit herausgeschoben werden muß, wobei durch die große freie Länge die Standfähigkeit des Stichels wesentlich beeinträchtigt wird.


Fig. 619.



§. 170.

Selbstthätige Stichelbewegung. Der bisher besprochene Support ist nur für Handbewegung eingerichtet, d. h. die Umdrehung der die Schlitten bewegenden Schraubenspindeln hat durch die Hand des Drehers zu erfolgen, eine Einrichtung, die bei der Herstellung kleinerer, namentlich kürzerer Gegenstände zweckmäßig ist und viel gefunden wird. Offenbar kann in einer bestimmten Stellung des Supports eine Verschiebung des Stichels in der Richtung der Wangen nur von solcher Länge bewirkt werden, wie das Längsprisma sie gestattet, und man hat daher bei dem Abdrehen längerer Gegenstände, wie z. B. der Axen und Wellen, den Support wiederholentlich zu versetzen und das Abdrehen stückweise vorzunehmen. Dieser

Umstand, verbunden mit dem Wunsche, eine selbstthätige und möglichst gleichmäßige Verschiebung des Stichels zu erhalten, ist die Veranlassung gewesen, solche Einrichtungen zu treffen, vermöge deren die Verschiebung des Stichels über die ganze Länge des Bettes hin selbstthätig bewirkt wird. Hauptsächlich sind es natürlich die längeren Drehbänke, welche man in dieser Weise einrichtet.

Zur Erreichung des genannten Zweckes wird der Support zu einem auf den Wangen der Drehbank verschieblichen Schlitten gestaltet, und man erzielt die selbstthätige Verschiebung auf dem Bette entweder durch eine an den Wangen parallel zu denselben gelagerte lange Schraubenspindel, deren Mutter mit dem Support verbunden ist, oder durch eine an dem Drehbanksgestell angebrachte Zahnstange, in die ein mit dem Support verbundenes Zahngetriebe eingreift. Die letztere Art der Bewegung wird namentlich in Anwendung gebracht zum Abdrehen langer cylindrischer Gegenstände, wie Walzen, Transmissionswellen u. dergl. m., während man sich der Anwendung einer Schraubenspindel, Leitspindel, bedient, um auf der Drehbank Schraubengewinde zu erzeugen. Bei größeren Drehbänken pflegt man dann auch die Anordnung so zu treffen, daß der Querschieber ebenfalls mit einer selbstthätigen Bewegung begabt wird, um größere ebene Scheiben abzudrehen, Plandrehen.

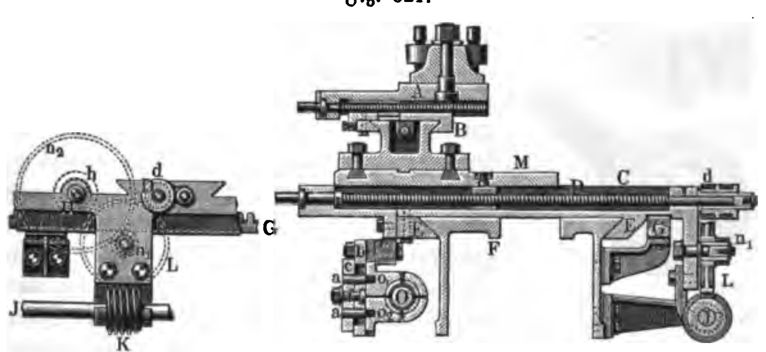
Den Durchschnitt durch einen sowohl in der Längen- wie in der Querrichtung selbstthätigen Support zeigt Fig. 621 nach der Bauart von Geschwindt & Zimmermann[1]) in Carlsruhe. Der Kreuzsupport der gebräuchlichen Anordnung mit den beiden Schlitten A und B ist selbst als Schlittenstück ausgeführt, das auf den Querprismen der Platte C vermittelst der über die ganze Breite des Gestelles reichenden Schraubenspindel D bewegt werden kann. Diese die Querprismen aufnehmende Grundplatte C umfängt unterhalb mit den Führungsleisten E die prismatischen Wangen des Bettes F. Eine derartige Ausführungsform des Supports mit übergreifenden Führungsleisten ist hier nöthig, um die feste Stellung zu gewährleisten, auch wenn der Stichel so weit nach der Seite herausgeschoben ist, daß der auf ihn ausgeübte Druck seitlich an dem Gestelle vorbeigeht. Ohne die übergreifenden Leisten E würde in diesem Falle die Gefahr des Ueberkippens vorliegen, da der Support natürlich nicht, wie der in Fig. 612 dargestellte, durch einen Bolzen auf dem Bette befestigt werden kann.

Zur Längenbewegung des Supports ist an dem Bette der ganzen Länge nach eine Zahnstange G befestigt, in welche ein auf der Axe H befindliches

[1]) Diese Figur ist dem Werke von Hart, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau entnommen; desgl. die Figuren 622 bis 626.

Zahngetriebe h eingreift, woraus ersichtlich ist, daß bei einer Umdrehung der Axe H ein Fortwälzen des Rades h entlang der Zahnstange eintritt, in Folge dessen der ganze Support die Längsbewegung annimmt. Um diesem Zahngetriebe h in jeder Stellung die erforderliche Umdrehung zu ertheilen, ist eine parallel zu den Wangen am Gestell festgelagerte Welle J vorgesehen, die von der Drehbankspindel aus durch einen Riemen ihre Bewegung erhält, und die vermöge einer in ihr befindlichen Längsnuth eine Schnecke K umdreht, welche bei der Verschiebung des Supports von diesem mitgenommen wird, wobei ein in ihrer Nabe hervorragender Keil oder Zahn in der besagten Längsnuth der Welle J gleitet. Es ist hieraus leicht ersichtlich, wie durch die Schnecke K ein mit ihr im Eingriff stehendes Schneckenrad L in langsame Umdrehung versetzt wird, die mit Hülfe der Stirnräder n_1 und n_2 auf die Axe H des in die Zahnstange eingreifenden Getriebes h übertragen wird. Um eine Bewegung des Supports nach den beiden entgegengesetzten


Fig. 621.



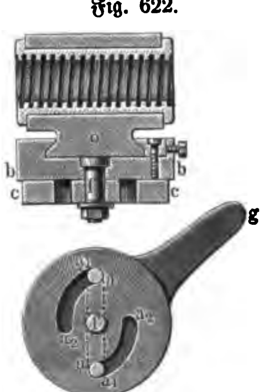
Richtungen zu ermöglichen, ist die Anordnung der Betriebsübertragung zwischen der Drehbankspindel und der Schneckenwelle J in der noch näher zu besprechenden Art so getroffen, daß eine Umkehr der Bewegung durch Umlegen eines Hebels jederzeit erzielt werden kann.

Um auch die dem Schraubenrade L durch die Schnecke ertheilte Umdrehung zur Verschiebung des Querschlittens M behufs des selbstthätigen Plandrehens benutzen zu können, ist folgende Einrichtung getroffen. Das Schraubenrad L greift mit seinen Zähnen in das auf der Schraubenspindel D des Querschlittens befindliche Zahngetriebe d ein, wodurch dem Querschlitten die beabsichtigte selbstthätige Verschiebung mitgetheilt wird. Natürlich darf man dem Support immer nur die eine der gedachten beiden Verschiebungen mittheilen, und man hat daher die Einrichtung so zu treffen, daß jede dieser Bewegungen für sich ausgerückt werden kann, sobald die andere in Thätigkeit genommen werden soll. Dies wird bei der vorliegenden Maschine dadurch

erzielt, daß sowohl das Zahnrad d auf der Schraubenspindel D verschoben werden kann, um nach Belieben in und außer Eingriff mit dem Schraubenrade L gebracht zu werden, wie man auch durch eine Verschiebung des Rades n_2 auf seiner Axe den Eingriff mit dem Zahngetriebe n_1 herstellen und unterbrechen kann, womit das Ein- oder Ausrücken der Längsbewegung des Supports verbunden ist.

Man erkennt aus den Figuren, daß die zugehörige Drehbank auch noch mit einer Leitschraube O versehen ist, d. h. einer der ganzen Länge des Bettes nach an derselben gelagerten starken Schraubenspindel, die gleichfalls den Zweck einer selbstthätigen Längsschiebung des Supports hat. Auch diese Schraube erhält ihre gleichmäßige Umdrehung von der Drehbankspindel, aber nicht durch einen Riemen oder eine Schnur, sondern durch Vermittelung von Zahnrädern, aus den später näher anzugebenden Gründen. Da die Mutter dieser Schraube bei P fest mit dem Support verbunden und an der Drehung verhindert ist, so hat die Umdrehung der Leitspindel eine Längsschiebung des Supports im Betrage einer Steigung der Leitschraube für jeden Umgang der letzteren zur Folge. Die Mutter der Leitspindel O ist dabei aus zwei Theilen, o_1 und o_2, gebildet, die sich an der Gestellplatte P nach oben und unten verschieben lassen, so daß in der äußersten Stellung der beiden Mutterhälften die Gewindegänge derselben ganz aus den Gewinden der Schraubenspindel heraustreten. Hierdurch ist ein Mittel zum sicheren Ein- und Ausrücken der Leitspindelbewegung gegeben, und zwar bedient man sich behufs bequemer Ausführung der gedachten Verschiebung der durch Fig. 622 erläuterten Einrichtung.

Fig. 622.



Jede Mutterhälfte ist mit einem cylindrischen Stahlstifte a versehen, der, aus der vorderen Fläche der Mutter wagerecht hervorstehend, durch einen senkrechten Schlitz der Platte b hindurchtritt, die den Muttertheilen zur Führung dient. Zu letzterem Zwecke ist in dieser Platte eine schwalbenschwanzförmige, senkrechte Nuth angebracht, in der die beiden Muttertheile mit entsprechenden Prismen sich führen. Die gedachten beiden Stifte a ragen auch noch in die Schlitze einer vor der Platte b befindlichen kreisrunden Scheibe c hinein, die drehbar auf einen in b befestigten Bolzen gesteckt ist. Da die Schlitze in der letztgedachten Scheibe nicht concentrisch zu der Drehaxe f gemacht sind, sondern spiralförmig verlaufen, so daß die Entfernung vom Mittelpunkte bei a_1 größer ist als bei a_2, so ergiebt sich hieraus, wie die beiden Mutterhälften mittelst der Stifte a auseinander oder

zusammengeschoben werden, sobald man die Scheibe *c* an ihrer Handhabe *g* um einen bestimmten Winkel nach links oder rechts verdreht. Hierdurch ist es also möglich, die durch die Leitspindel erzeugte Verschiebung des Supports jederzeit zu unterbrechen und wieder herzustellen.

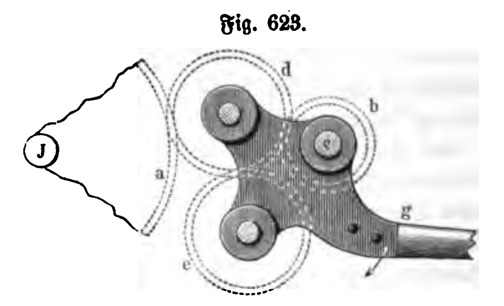
Die selbstthätige Verschiebung des Stichels mittelst der Zahnstange gebraucht man, um dem Stichel die zum ununterbrochenen Arbeiten erforderliche Versetzung um die Breite des Spans zu ertheilen, während man sich der Leitspindel, wie schon bemerkt, bedient, um auf der Drehbank Schraubengewinde herzustellen. Da eine brauchbare Schraube an allen Punkten möglichst genau dieselbe Steigung oder Ganghöhe der Gewinde haben muß, so erkennt man, daß die Verschiebung des Stichels dabei niemals durch einen Riemen oder eine Schnur vermittelt werden darf, indem diese Organe in der Regel einem mehr oder minder starken Gleiten ausgesetzt sind, womit natürlich Ungleichmäßigkeiten der Längsverschiebung verbunden sind. Ebenso würde sich die Verwendung von Reibungskuppelungen oder Reibungsrädern hierbei aus demselben Grunde verbieten. Man hat daher die Bewegungsübertragung zwischen der Drehbankspindel und der Leitspindel immer durch Zahnräder zu bewirken, die unter allen Umständen ein unveränderliches Verhältniß der Geschwindigkeiten ergeben, wie es für eine gleichmäßige Steigung der zu erzeugenden Schraubengewinde erforderlich ist. Dagegen hat eine geringe Ungleichmäßigkeit in der Verschiebung des Stichels weniger Bedeutung für den Fall, wo der Selbstgang nur zur Spanversetzung bei dem Drehen cylindrischer oder ebener Flächen dienen soll, weshalb hierfür auch die Verwendung eines Riemens oder einer Schnur zur Bewegung der Schneckenwelle von der Drehbankspindel aus allgemein im Gebrauch ist.

In dem letztgedachten Falle des Abdrehens cylindrischer oder ebener Flächen kann ferner die Vorrückung des Stichels ebensowohl nach der einen wie auch nach der anderen Richtung erfolgen, und es ist vielfach gebräuchlich, mehrere auf einander folgende Schnitte nach entgegengesetzten Richtungen zu erzeugen, um das sonst erforderliche leere Zurückführen des Stichels nach der Ausgangsstelle des vorher beendeten Schnittes zu umgehen, woraus die Nothwendigkeit der Bewegungsumkehr für die Schneckenwelle sich ergiebt. Anders liegt dagegen die Sache bei dem Gewindeschneiden. Offenbar muß hierbei die Fortrückung des Stichels bei allen auf einander folgenden Schnitten, deren zur Vollendung des Gewindes meist eine beträchtliche Anzahl nöthig sind, stets nach derselben Richtung erfolgen, da die vom Stichel aus dem Arbeitsstücke ausgehobene Schraubenfurche bei der einen Fortrückungsrichtung eine rechtsgängige, bei der entgegengesetzten Fortrückung eine linksgängige Schraube bildet. Man hat daher bei dem Gewindeschneiden nach jedem vollendeten Schnitte den Stichel leer, d. h. in zurück-

gezogener Stellung nach dem Anfangspunkte des Schnittes zurückzuführen, bevor mit einem neuen Schnitte begonnen werden kann. Dies erreicht man vielfach durch entgegengesetzte Umdrehung der Drehbank, zu welchem Ende die über derselben angebrachte Deckenvorgelegswelle zwei Paare Riemscheiben erhält, von denen das eine für einen offenen, das andere für einen gekreuzten Riemen dient. Dabei ist es denn meist gebräuchlich, den leeren Rückgang schneller vorzunehmen, als den Vorwärtsgang bei der eigentlichen Schneidwirkung, was man durch verschieden große Durchmesser der Scheiben für die beiden Betriebsriemen des Deckenvorgeleges in der bekannten Art erreicht. Hiernach erklären sich nun die zur Uebertragung der Bewegung von der Drehbankspindel auf die Schneckenwelle einerseits und die Leitspindel andererseits angewendeten Getriebe wie folgt.

In Fig. 623 ist J die Schneckenwelle, wie sie nach Fig. 621 zur Verschiebung des Supports mittelst der Zahnstange angewendet wird. Auf dieser Welle ist ein Zahnrad a befestigt, das seine Umdrehung von dem kleineren Zahnrade b auf der Hülfsaxe c erhalten kann, und zwar in zweifacher Weise. Es wird nämlich die Drehung von b entweder durch die Vermittelung des Zwischenrades d auf a übertragen, in welchem durch die Figur dargestellten Falle die Schneckenwelle J sich nach derselben Richtung umdreht, wie die Hülfsaxe c; oder die Bewegungsübertragung erfolgt durch die Vermittelung der beiden Zwischenräder d und e, wobei wegen des dreimaligen Zahneingriffes die Welle J entgegengesetzt derjenigen c umgeht. Um diese letztgedachte Uebertragung von c auf d und von d auf e und weiter auf a zu erzielen, sind die beiden Zwischenräder d und e in dem um c drehbaren Hebel g gelagert, woraus folgt, daß eine geringe Drehung dieses Hebels im Sinne des Pfeiles das Rad e mit a in Eingriff bringt, während die beiden Räder d und a außer Eingriff kommen. Die Hülfsaxe c erhält ihre Umdrehung von der darüber befindlichen, in der Figur nicht weiter angegebenen Drehbankspindel mit Hülfe eines Riemens, und zwar bedient man sich dabei meist zweier Stufenscheiben, einer auf c und der Gegenscheibe auf der Drehbankspindel, um je nach Erforderniß eine langsamere oder schnellere Verschiebung des Supports zu erreichen. Da die Axe c bei der gedachten Schwenkung des Hebels g ihren Ort nicht verändert, so behält dabei der Riemen seine Spannung unverändert bei. Da

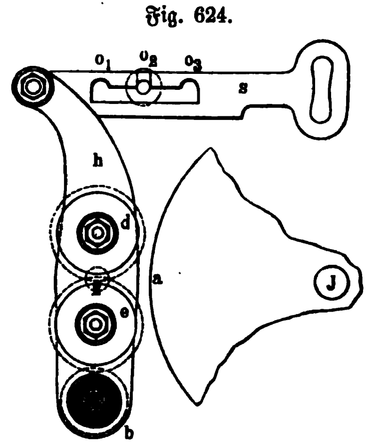
Fig. 623.



die Bewegung der Schneckenwelle von der Drehbankspindel abgeleitet wird, so ergiebt sich, daß für ein bestimmtes Verhältniß der Riemscheiben die Verschiebung des Stichels bei jeder Umdrehung des Arbeitsstückes denselben Betrag hat. Man bedarf daher der Stufenscheiben, um bei dickeren Gegenständen einen stärkeren Span abzutrennen, als bei dünneren Arbeitsstücken.

Eine von der vorgedachten etwas verschiedene Anordnung der Bewegungsübertragung von der Drehbankspindel auf die Schneckenwelle zeigt Fig. 624.

Fig. 624.

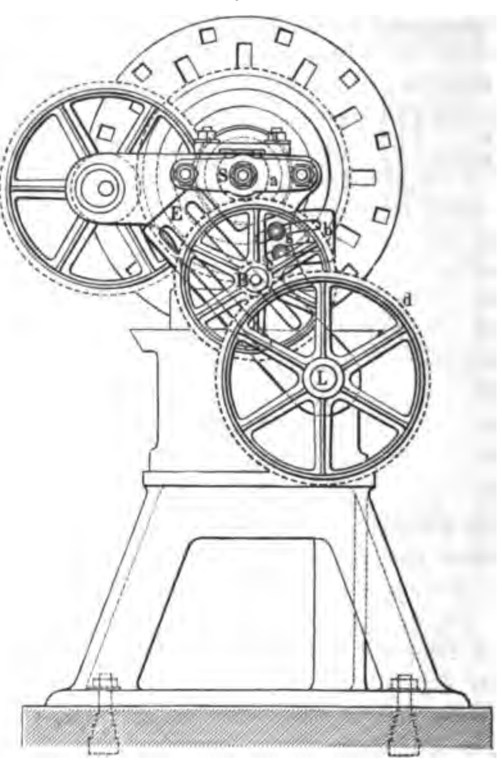


Hier stellt wieder a das auf der Schneckenwelle J befestigte Zahnrad vor, welches entweder mit dem Zahnrade d oder demjenigen e in Eingriff kommt, je nachdem man den um den mittleren Zapfen z drehbaren Hebel h in geringem Maße nach der einen oder anderen Seite umlegt. Dieser Hebel h trägt außer den Axen von d und e noch diejenige c für ein mit e dauernd im Eingriffe stehendes Zahnrad b, das aus einem Stücke mit der Stufenscheibe besteht, auf welche der Betrieb von ihrer auf der Drehbankspindel angebrachten Gegenscheibe übertragen wird. Die drei Ausschnitte o_1, o_2 und o_3 in dem Schlitze der Zugstange s dienen offenbar zum Feststellen des Getriebes in den drei Hauptstellungen. In der Wirkungsweise unterscheiden sich die beiden Anordnungen Fig. 623 und Fig. 624 nicht wesentlich von einander.

Wie die Bewegung der Leitspindel von der Drehbankspindel aus durch Zahnräder erfolgt, ist aus Fig. 625 (a. f. S.) ersichtlich. Hier trägt die Drehbankspindel S auf ihrem hinteren freien Ende ein Stirnrad a und ebenso ist auf das Ende der Leitschraube L ein Zahnrad d gesteckt. Ein zwischen S und L befindlicher Bolzen B dient als Drehaxe für zwei Zahnräder b und c, von denen b in a und c in d eingreift, so daß die ganze Anordnung auf die eines doppelten Vorgeleges hinauskommt. Um das Umsetzungsverhältniß zwischen S und L nach Bedarf ändern zu können, wie es die Ganghöhe der zu erzeugenden Schraube erforderlich macht, ist die Einrichtung so getroffen, daß man die vier Zahnräder a, b, c und d aus einer Anzahl vorhandener Räder beliebig auswählen kann, welche sämmtlich eine übereinstimmende Theilung haben, so daß je zwei dieser Räder mit einander in Eingriff gebracht werden können, wie dies in Th. III, 1 bei Besprechung der Satzräder näher angegeben worden ist.

Damit man die zur Bewegungsübertragung ausgewählten Räder jederzeit in der für einen richtigen Zahneingriff erforderlichen Entfernung von einander anbringen kann, ist die Anordnung so getroffen, daß der Bolzen *B* für die beiden Räder *b* und *c* an beliebiger Stelle festgestellt werden kann, indem man den zu seiner Aufnahme dienenden Bügel *E* um die Leitspindel *L* drehbar macht, und außerdem mit zwei Schlitzen versieht, in deren einem der Bolzen *B* an beliebiger Stelle festgeschraubt werden kann. Es ist daraus ersichtlich, wie es hierbei immer möglich ist, den richtigen Zahneingriff zu erzielen, wie groß auch die Durchmesser der zur Anwendung kommenden Zahnräder sein mögen. Man hat zu dem Ende nur nöthig, den Bolzen *C* in einer Entfernung gleich $c + d$ von *L* festzustellen, wenn *c* und *d* die Halbmesser der beiden gleich bezeichneten Zahnräder sind, worauf man dem Bügel *E* durch die Drehung um Leitschraube *L* eine solche Stellung geben kann, daß die Räder *a* und *b* in richtigem Eingriffe stehen. Die Schrauben *s* dienen dann zur Feststellung des Bügels in der ihm mitgetheilten Lage.


Fig. 625.



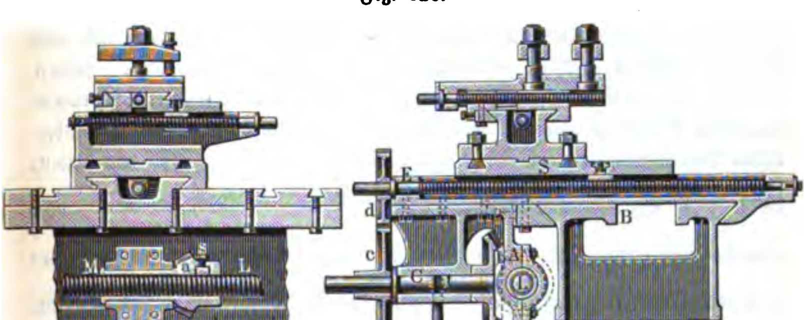
Wie man die Auswahl der Wechselräder aus dem vorhandenen Satz derselben zu treffen habe, wird im folgenden Paragraphen noch näher besprochen.

Nicht jede Drehbank mit Selbstgang hat, wie dies vorstehend angenommen wurde, außer der Leitspindel noch eine besondere Vorrichtung zum Transport des Supports mittelst einer Zahnstange; vielmehr findet man vielfach nur die Leitspindel vorhanden, insbesondere ist dies bei den mittelgroßen Drehbänken der Fall. Man bedient sich alsdann der Leitspindel

nicht nur zum Gewindeschneiden, sondern auch zum selbthätigen Vorrücken des Stichels bei dem Abdrehen cylindrischer oder ebener Arbeitsflächen, indem man die Einrichtung dann so trifft, daß die Bewegungsübertragung von der Drehbankspindel auf die Leitschraube ebenso wohl durch Wechselräder wie auch durch einen Riemen oder eine Schnur geschehen kann. Um in dem letzteren Falle auch eine selbstthätige Vorschiebung des Stichels quer zur Drehbanksaxe bei dem Plandrehen zu ermöglichen, kann man sich der durch Fig. 626 dargestellten Einrichtung bedienen.

Hierin ist L die Leitspindel, deren Mutter mit dem auf dem Drehbanksbette B verschieblichen Support S verbunden ist. Diese Mutter M ist in dem Lagerarme A drehbar gelagert, und wie aus der Figur zu ersehen ist, zu einem Kegelrädchen a ausgebildet, das mit dem passenden Kegelrade b auf einer kleinen Hülfsaxe C im Eingriff steht. Durch eine Stellschraube s kann aber die Mutter M so fest mit der Leitspindel verbunden werden, daß sie

Fig. 626.



an der Umdrehung dieser theilnehmen muß, während eine andere Stellschraube t dazu dienen kann, die gedachte Hülfsaxe C in ihrem Lager undrehbar fest zu stellen. Hieraus geht hervor, daß wenn die letztere Schraube t fest angezogen wird, dadurch nicht allein die Hülfsaxe C mit dem Kegelrade b, sondern wegen der Kegelradzähne auch die Mutter M an der Drehung verhindert wird. Wenn daher in diesem Falle die Stellschraube s gelöst ist, so muß eine Umdrehung der Leitspindel die entsprechende Verschiebung des Supports auf den Wangen der Drehbank zur Folge haben, wie sie bei dem Gewindeschneiden und bei dem Langdrehen erforderlich ist. Setzt man dagegen umgekehrt voraus, daß die Stellschraube t gelöst und diejenige s fest angezogen sei, wobei sie zur Schonung der Gewindegänge von L auf dieselben nicht unmittelbar, sondern vermittelst eines Zwischenstückes drückt, so wird die Mutter M nunmehr an der Drehung der Leitspindel theilnehmen, und es erfolgt durch die Vermittelung der Kegelräder a

und b auch eine Umdrehung der Hülfsaxe C. Wie die letztgedachte Umdrehung von C dazu verwendet wird, um durch die Stirnräder c und d der Schraubenspindel E des Querschlittens die zu dessen Verschiebung erforderliche Umdrehung mitzutheilen, ist aus der Figur selbst ersichtlich.

§. 171. **Wechselräder.** Bei der Verwendung der Drehbank zum Gewindeschneiden mittelst der Leitspindel ist es von besonderer Wichtigkeit, aus den vorhandenen Versatz- oder Wechselrädern die gerade dienlichen auszuwählen. Wie bereits in Th. III, 1 an der betreffenden Stelle angeführt wurde, ist die Zahl der möglichen Zusammenstellungen von je vier Rädern schon bei einer nur mäßigen Anzahl vorhandener Wechselräder eine sehr große, wie hier in Kürze wiederholt werden möge.

Gesetzt, man habe im Ganzen n verschieden große Wechselräder, von denen irgend zwei zur Bildung eines Vorgeleges mit einander in Eingriff gebracht werden können, so läßt sich ein solches Vorgelege offenbar $n(n-1)$ mal bilden. Sind zwei dieser Räder zu dem Zwecke herausgegriffen, so gilt für die verbleibenden $n-2$ Räder dieselbe Betrachtung, wonach sich aus denselben noch $(n-2)(n-3)$ mal ein Paar herausnehmen läßt. Sollen also für die Drehbank vier Räder in der oben besprochenen Weise zu einem doppelten Vorgelege vereinigt werden, so erhält man die Anzahl der möglichen Vereinigungen dieser Art zu $n(n-1)(n-2)(n-3)$, von denen, da je zwei mit einander übereinstimmen, $\frac{n(n-1)(n-2)(n-3)}{2}$ von einander verschieden sind. Die Grenzen, innerhalb deren sich die so zu erhaltenden Umsetzungsverhältnisse bewegen, sind durch $\frac{a_1 a_2}{b_1 b_2}$ und $\frac{b_1 b_2}{a_1 a_2}$ gegeben, wenn a_1 und a_2 die beiden kleinsten und b_1 und b_2 die beiden größten Zähnezahlen vorstellen.

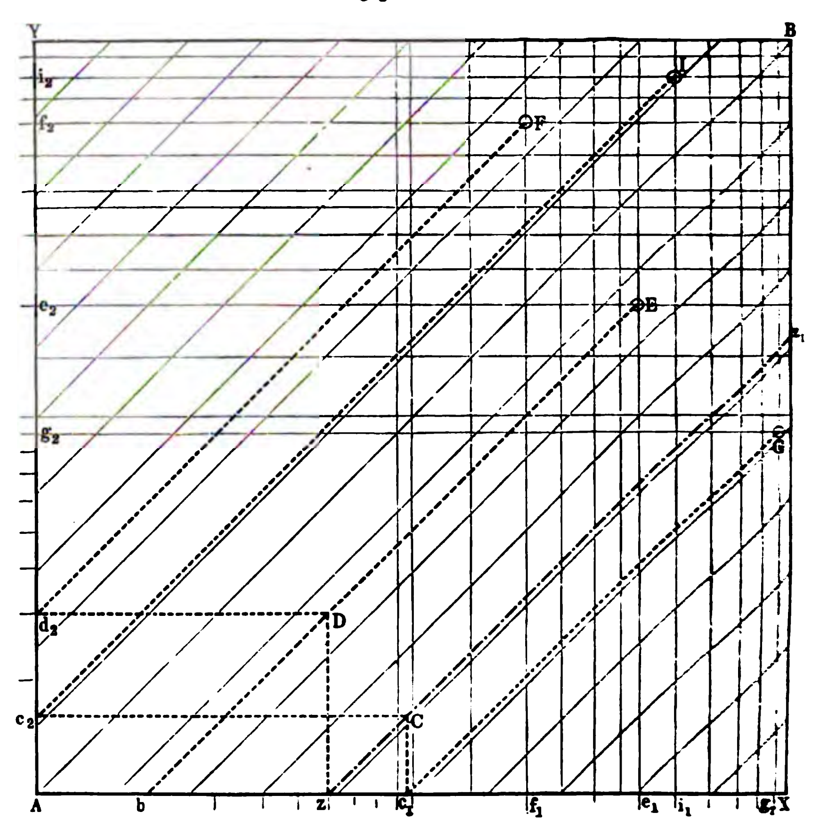
Für den Fall des Geschwindeschneidens ist das Gesammtumsetzungsverhältniß der beiden Vorgelege durch das Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ gegeben, worin s_1 die Ganghöhe der Leitspindel und s_2 diejenige der herzustellenden Schraube bedeutet. Wenn man nun aus einem Satze vorhandener Wechselräder in einem bestimmten Falle diejenigen vier auswählen soll, die in ihrer Vereinigung das Umsetzungsverhältniß z ergeben, so ist diese Aufgabe wegen der großen Zahl der möglichen Vereinigungen in der Regel weitläufig und zeitraubend, denn es bestimmt sich beispielsweise für 20 Versatzräder diese Zahl nach dem Vorstehenden zu $\frac{20 . 19 . 18 . 17}{2} = 58140$. Man verfährt meistens in der Art, daß man zunächst zwei Räder a und b für ein Vorgelege nach Gutdünken auswählt, und mit deren Verhältniß

$z_1 = \frac{a_1}{b_1}$ in das geforderte Umsetzungsverhältniß z dividirt, worauf man zwei andere Räder a_2 und b_2 so zu bestimmen trachtet, daß deren Verhältniß möglichst nahe gleich dem gefundenen Quotienten $\frac{z}{z_1} = z_2$ ist. Auf eine vollkommen genaue Lösung der Aufgabe wird man natürlich nur in solchen Fällen rechnen dürfen, wo das geforderte Umsetzungsverhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ eine rationale, durch ganze Zahlen darstellbare Größe ist; in allen anderen Fällen wird man sich mit einer gewissen Annäherung zu begnügen haben, und es handelt sich um die Auffindung derjenigen Vereinigung, welche ein dem verlangten möglichst naheliegendes Verhältniß ergiebt. Man könnte sich zu diesem Zwecke nun wohl einer Tabelle bedienen, in der die für alle möglichen Vereinigungen berechneten Umsetzungsverhältnisse nach steigenden Werthen geordnet wären, bei der großen Zahl solcher Vereinigungen würde aber eine derartige Tabelle einen sehr lästigen Umfang annehmen, und die Mühe ihrer Berechnung nicht im rechten Verhältnisse zu ihrem Nutzen stehen. Es dürfte sich daher hierbei der Gebrauch eines graphischen Verfahrens empfehlen, das nach den folgenden Grundsätzen zur Anwendung gebracht werden kann.

Man denke sich zwei zusammenstoßende Seiten AX und AY eines Quadrates $AXBY$, Fig. 627 (a. f. S.), mit einer logarithmischen Eintheilung versehen, derart, daß die Abstände der einzelnen Theilpunkte von dem Anfangspunkte A nach einem beliebigen Maßstabe proportional mit den Logarithmen derjenigen Zahlen gemacht sind, die den Theilpunkten beigeschrieben werden. Eine mit der Diagonale AB parallele, also gegen die Axen unter 45° geneigte gerade Linie, wie $z z_1$, hat dann die Eigenthümlichkeit, daß für jeden ihrer Punkte, z. B. C, das Verhältniß derjenigen Zahlen einen constanten Werth hat, deren Logarithmen durch die Coordinaten dieses Punktes dargestellt werden, welche Zahlen der Einrichtung der logarithmischen Theilung gemäß auf den Axen unmittelbar abgelesen werden können. Dieses constante Verhältniß findet sich an dem Durchschnittspunkte z dieser Geraden mit der betreffenden Axe angegeben, so daß $z = \frac{c_1}{c_2}$ ist, wenn mit den Buchstaben z, c_1 und c_2 die bei diesen Buchstaben stehenden Zahlen bezeichnet werden, deren Logarithmen durch die Abstände Az, Ac_1, Ac_2.... dieser Punkte von A gemessen werden. Jede solche unter 45° gegen die Axen geneigte gerade Linie entspricht also einem ganz bestimmten, an ihrem Axenpunkte abzulesenden Umsetzungsverhältnisse, wie es je zwei solchen Rädern zukommt, deren Zähnezahlen mit den Werthen übereinstimmen, die sich an den Projectionen irgend eines Punktes dieser geraden Linie auf die Axen eingeschrieben finden.

Denkt man sich nun irgend ein Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ gegeben, dessen Werth in der Figur bei z abgelesen werde, indem $Az = log\, z$ ist, so erkennt man zunächst, daß für irgend zwei diagonale Linien, wie bE und d_2F, deren mit AX paralleler Abstand gleich Az ist, die Summe der beiden Ab-

Fig. 627.



schnitte Ab und Ad_2 auf den Axen denselben Werth wie Az hat, denn es ist $Az = Ab + bz = Ab + zD = Ab + Ad_2$. Demgemäß hat man den Eigenschaften der Logarithmen zufolge $b \,.\, d_2 = z$, wenn wieder b und d_2 die den Geraden bE und d_2F zugehörigen Umsetzungsverhältnisse bedeuten, und unter z das verlangte Umsetzungsverhältniß $\frac{s_1}{s_2}$ verstanden wird, dem die Diagonale zz_1 zugehört.

In gleicher Art hat man auch für die beiden Diagonalen $c_1 G$ und $c_2 I$, welche durch die Projectionen c_1 und c_2 eines beliebigen Punktes c der Geraden $z z_1$ gehen, die Beziehung $A c_1 - A c_2 = A z$, woraus man folgert, daß $z = \frac{c_1}{c_2} = c_1 \cdot \frac{1}{c_2}$ ist.

Will man nun die betreffende Tafel, Fig. 627, benutzen, um für ein bestimmtes Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ die geeignetsten Zahnräder auszuwählen, so zeichnet man zunächst durch alle diejenigen Punkte auf jeder der Axen $A X$ und $A Y$, welche den Zähnezahlen der vorhandenen Versatzräder entsprechen, die zu dieser Axe senkrechten geraden Linien, wodurch man ein Netz von rechtwinkelig sich kreuzenden Linien erhält, in welchem jeder nicht gerade auf der mittleren Diagonale $A B$ liegende Durchschnittspunkt, wie z. B. E, der Verbindung von zwei verschiedenen Zahnrädern entspricht, deren Zähnezahlen durch die Fußpunkte e_1 und e_2 seiner Coordinaten angegeben werden. Zur Erleichterung wird man sich auch noch einer Schaar von schrägen Linien bedienen, welche über die ganze Fläche des Quadrates parallel zu dessen Diagonale $A B$ gelegt sind, und von einander nur einen geringen Abstand von 1 bis 2 mm haben mögen. Nimmt man nun vorläufig nach Gutdünken irgend zwei Räder, z. B. e_1 und e_2, für das eine Räderpaar an, durch die der Punkt E festgelegt wird, und denkt man durch den letzteren die schräge Linie $E b$, welche von der in z senkrecht zu $A X$ gezogenen Geraden in D getroffen wird, so hat man nur von dem letzteren Durchschnittspunkte D parallel mit $A X$ bis zur anderen Axe $A Y$ zu ziehen, wodurch man auf dieser Axe den Punkt d_2 erhält. Verfolgt man die durch diesen Punkt d_2 gehende schräge Linie, und findet, daß dieselbe durch einen Schnittpunkt der gedachten, sich rechtwinkelig kreuzenden Netzlinien genau hindurch geht, wie z. B. in F angedeutet ist, so erhält man in den Fußpunkten f_1 und f_2 von dessen Coordinaten die Zähnezahlen für das andere Räderpaar, so daß man das gesuchte Verhältniß $z = b . d_2$ durch $\frac{e_1}{e_2} \cdot \frac{f_2}{f_1}$ erhält.

Hätte man das Verhältniß des willkürlich anzunehmenden Räderpaares größer als z, etwa gleich c_1 gewählt, indem man Räder mit g_1 und g_2 Zähnen für das eine Vorgelege voraussetzte, wodurch der Punkt G festgelegt wird, so hätte man von c_1 senkrecht aufwärts bis zum Schnitt C mit der schrägen Linie $z z_1$ des geforderten Verhältnisses z zu gehen, und von da zur Axe $A Y$ herüber zu dem Punkte c_2. Die durch diesen letzteren Punkt hindurchgehende schräge Linie liefert dann in einem Durchschnitte der rechtwinkelig sich kreuzenden Netzlinien wie I die betreffenden Räder mit i_1 und i_2 Zähnen, aus denen man das zweite Räderpaar zusammenzusetzen hat. Für diesen

Fall erhält man das gesuchte Verhältniß $z = \frac{c_1}{c_2}$ durch $\frac{g_1}{g_2} \cdot \frac{i_1}{i_2}$ ausgedrückt, so daß das zweite Vorgelege aus den Zahnrädern mit i_1 und mit i_2 Zähnen zu bilden ist.

Hierbei ist immer vorausgesetzt worden, daß die benutzte schräge Linie genau durch einen Schnittpunkt der rechtwinkelig sich kreuzenden hindurchgehe; wenn dies nicht der Fall ist, wenn vielmehr ein so benutzter Schnittpunkt wie I um eine geringe Größe außerhalb der benutzten durch c_2 gehenden schrägen Linie liegt, so erhält man durch die Verwendung der betreffenden Räder i_1 und i_2 eine Umsetzung, die nicht genau gleich der verlangten ist, sondern sich von derselben um so mehr unterscheidet, je weiter der Kreuzungspunkt I von der schrägen Linie entfernt ist. Man wird daher in solchem Falle von mehreren zur Auswahl in Betracht kommenden Kreuzungspunkten denjenigen zu wählen haben, welcher der betreffenden schrägen Linie am nächsten liegt. Erzielt man auf solche Weise nicht die genügende Genauigkeit, so kann man dasselbe Verfahren leicht wiederholen, indem man jetzt ein anderes Räderpaar für das eine Vorgelege willkürlich annimmt. Bei der großen Anzahl der möglichen Vereinigungen von je zwei Rädern, die mit der Anzahl der Schnittpunkte der sich rechtwinkelig kreuzenden Linien übereinstimmt, wird man in jedem Falle die gestellte Aufgabe mit einer ausreichenden Annäherung lösen können.

Die mit einer solchen Bestimmung verbundene Genauigkeit hängt, wie bei allen graphischen Ermittelungen, von der Größe der Zeichnung ab, so daß es sich empfehlen wird, für dieselbe einen nicht zu kleinen Maßstab zu Grunde zu legen. Für den Fall aber auch, daß die erzielbare Genauigkeit nicht ausreicht und die numerische Rechnung daher nicht zu entbehren ist, kann man sich des hier angegebenen graphischen Hülfsmittels doch vortheilhaft bedienen, um schnell eine Auswahl unter den vielen möglichen Rädervereinigungen zu treffen und dadurch die numerische Berechnung auf ein geringes Maß zu beschränken.

§. 172. **Revolversupport.** Diese Bezeichnung führt eine Einrichtung des Supports, durch welche die Drehbank besonders geeignet wird, zur Massenerzeugung gewisser Gegenstände zu dienen, die in großer Anzahl herzustellen sind, und von denen man eine genaue Uebereinstimmung in Bezug auf die Form und die Abmessungen fordert. Solche Gegenstände sind z. B. Stifte, Unterlegscheiben, Schraubenmuttern, sowie namentlich die kleineren Befestigungsschrauben, die für gewisse Zweige der Metallverarbeitung, z. B. für die Waffenfabrikation und den Bau von Nähmaschinen vielfach gebraucht werden. Wollte man diese Gegenstände durch Handarbeit herstellen, so würde hiermit ein erheblicher Zeitverlust verbunden sein, und zwar nicht nur wegen

des häufigen Aus- und Einspannens der verschiedenen dabei in Gebrauch kommenden Stichel, Bohrer und sonstigen Werkzeuge, sondern hauptsächlich auch deswegen, weil diese Art der Darstellung ein häufiges Messen der Arbeitsstücke erforderlich machen würde. Hiermit steht ein anderer gewichtiger Uebelstand in Verbindung, der die Genauigkeit der auszuführenden Arbeit betrifft, denn es ist ersichtlich, daß es bei der Herstellung durch Handarbeit nicht gelingen kann, eine große Anzahl von Gegenständen so genau übereinstimmend anzufertigen, wie dies für den vorliegenden Zweck nöthig ist. Man kann im Gegentheil erfahrungsgemäß behaupten, daß unter vielen, durch Handarbeit hergestellten gleichartigen Gegenständen kaum jemals zwei vollständig übereinstimmen.

Um diesen Uebelständen zu begegnen und eine schnelle und genaue Ausführung der betreffenden Gegenstände auf der Drehbank zu ermöglichen, hat man den Support mit einem Stichelhause ausgerüstet, das zur gleichzeitigen Aufnahme einer größeren Anzahl von verschiedenen Sticheln oder anderen Werkzeugen eingerichtet ist. Diesem Stichelhause giebt man eine solche Beweglichkeit, daß man nach einander diese verschiedenen Werkzeuge einzeln zur Wirkung bringen kann, und um dies zu erreichen, ist die Einrichtung getroffen, daß man mittelst eines einfachen Handgriffes den jedesmaligen Wechsel des Werkzeuges erzielen kann. Diese einzelnen Stichel oder Werkzeuge müssen dabei eine solche Form und Stellung erhalten, daß durch ihre einander folgenden Wirkungen dem Arbeitsstücke die Gestalt des herzustellenden Gegenstandes ertheilt wird. Es ist ersichtlich, daß vermöge einer solchen Anordnung die Herstellung schnell erfolgen kann, indem sowohl das Aus- und Einspannen, wie das zeitraubende Messen wegfällt, und daß eine vollständige Uebereinstimmung aller einzelnen Gegenstände wenigstens so lange zu erreichen ist, als die einzelnen Werkzeuge nicht durch die Abnutzung ihrer Schneiden ihre Form und Stellung verändert haben. Um den gedachten Zweck zu erreichen, führt man das Stichelhaus in der Regel in Form eines um seine Axe drehbaren Cylinders oder scheibenförmigen Körpers aus, welcher die einzelnen Werkzeuge concentrisch zu dieser Axe und in gleichen Abständen von einander enthält. In Folge hiervon ist es zur Auswechselung eines Werkzeuges durch das nächstfolgende nur nöthig, dieses Stichelhaus um den n ten Theil einer ganzen Umdrehung zu drehen, wenn n die Zahl der darin vorhandenen Werkzeuge ist; eine Zahl, die gewöhnlich zu sechs oder acht angenommen wird. Wegen dieser Anordnung hat die betrachtete Einrichtung den Namen Revolversupport erhalten.

Die Einrichtung eines solchen Supports geht aus Fig. 628 (a. f. S.) hervor. Das cylindrische Stichelhaus A ist mit sechs Oeffnungen zur Aufnahme von ebenso vielen Werkzeugen versehen, die über den Umfang von A hervorragend, durch die Druckschrauben a festgestellt werden können. Dieses

Stichelhaus ist in dem Schieber *B* befestigt, der in prismatischen Führungen auf der Unterplatte des Supports nach der Längsrichtung verschoben werden kann, welche Richtung mit derjenigen der Drehbankswangen übereinstimmt. Die Verschiebung wird mittelst des Handhebels *C* erzielt, indem dessen Axe den Zahnsector *D* trägt, dessen Zähne in eine an der festen Unterplatte des Supports angebrachte Zahnstange *E* eingreifen, so daß eine Hin- und Herschwingung dieses Hebels eine Verschiebung des Schlittens und des Stichelhauses bewirkt. Erfolgt diese Verschiebung durch Umdrehung des Hebels im

Fig. 628 I.



Fig. 628 II.

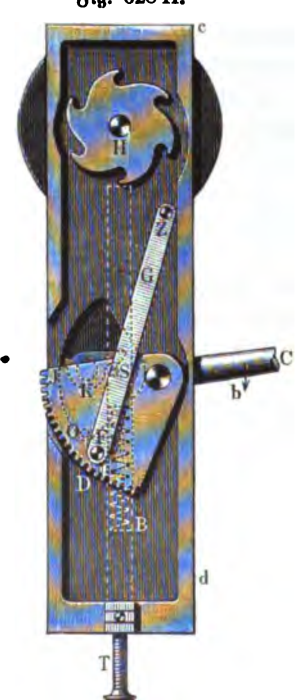


Fig. 628 III.



Sinne des Pfeiles *b* in der Richtung von *c* nach *d*, so wird nicht nur das vorher zur Wirkung gekommene Werkzeug von dem Arbeitsstück zurückgezogen, sondern gleichzeitig eine Umdrehung des Stichelhauses um den sechsten Theil

des Umfanges hervorgerufen. Dies geschieht dadurch, daß die an dem Sector D bei F drehbar angeschlossene Schubstange G mit einem an ihrem anderen Ende angebrachten Zapfen Z in eine Lücke des sechszähnigen Rades H tritt, wodurch diesem Rade die erforderliche Umdrehung um 60° ertheilt wird, durch die der nächstfolgende Stichel an die Stelle des vorhergehenden tritt. Es ist selbstverständlich erforderlich, das Stichelhaus in jeder ihm gegebenen Stellung ganz unwandelbar festzustellen, damit keine unbeabsichtigte Verstellung des Werkzeuges eintreten kann, wie sie in Folge der Einwirkung auf das Arbeitsstück hervorgerufen werden würde. Zum Zwecke dieser Feststellung dient der Riegel L, der seiner Länge nach verschieblich, mit seinem Ende in einen Einschnitt am Umfange der Scheibe N eintritt, die mit dem Stichelhause fest verbunden ist. Hierdurch wird dieser Scheibe und damit dem Stichelhause jede Verdrehung verwehrt, und es ist klar, daß für die sechs Stellungen des Stichelhauses die Scheibe N in gleichmäßiger Vertheilung ringsum mit derselben Anzahl von Einschnitten versehen sein muß. Auch erkennt man, wie vor der jedesmaligen Drehung des Stichelhauses durch die Schubstange G ein Zurückziehen des Riegels L aus dem Einschnitte der Scheibe N erfolgt, indem zu diesem Zwecke der mit dem Sector verbundene Stift O gegen den Arm J des kleinen Doppelhebels K trifft, wodurch dieser in eine Schwingung versetzt wird, so daß der andere Arm dieses Hebels den Riegel L an einem hervorragenden Stifte S erfaßt und aus der Scheibe N herauszieht. Eine gegen das Ende des Riegels L drückende Schraubenfeder preßt ihn, sobald der Zapfen O den Hebel K frei gegeben hat, gegen den Umfang der Scheibe N, so daß er in den nächsten Einschnitt einspringt und die Scheibe feststellt. Wird nunmehr der Schlitten durch Umlegung des Hebels C nach der entgegengesetzten Seite in der Richtung von d nach c zurückbewegt, so tritt das betreffende Werkzeug gegen das Arbeitsstück und kommt dort so lange zur Wirkung, bis durch die darauf folgende Zurückführung des Schlittens B der folgende Wechsel in derselben Weise wiederholt wird. Die einzelnen Werkzeuge müssen natürlich so geformt und gestellt sein, daß sie in ihrer Gesammtwirkung die beabsichtigte Gestalt des Arbeitsstückes erzeugen.

Die Stellschraube T dient bei der Vorführung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück zur Begrenzung der Bewegung, indem diese Schraube gegen einen Anschlag der festen Unterplatte trifft, auf welcher der Schlitten B sich bewegt. Dieser Anschlag gewährt daher die Sicherheit dafür, daß die sämmtlichen Werkzeuge nur bis zu einem ganz bestimmten Punkte gegen das Arbeitsstück geschoben werden können, und man hat hiernach die einzelnen Werkzeuge so auszurichten, daß sie in dieser Endstellung dem Arbeitsstücke genau die beabsichtigte Form mittheilen. Diese Anordnung einer einzigen Anschlagschraube für alle Stellungen des Stichelhauses erscheint aus dem

Grunde nicht zweckmäßig, weil dabei die genaue Einstellung der Werkzeuge erschwert wird, indem eine Veränderung in der Stellung eines einzigen Werkzeuges, wie sie etwa bei dessen Nachschleifen eintreten kann, auch eine dem entsprechende Veränderung in der Stellung aller anderen Werkzeuge bedingt, was immer zeitraubend und mühsam ist. Aus diesem Grunde müssen solche Einrichtungen vortheilhafter erscheinen, bei denen für jede Stellung des Stichelhauses ein besonderer leicht verstellbarer Anschlagstift vorhanden ist, weil dabei die Veränderung in der Stellung eines Werkzeuges nur eine Regulirung der zugehörigen Anschlagschraube erforderlich macht, während in der Stellung der übrigen Werkzeuge eine Veränderung nicht vorgenommen werden muß.

Man hat dem Revolversupport noch mancherlei andere Einrichtungen gegeben, insbesondere so, daß die Axe des Stichelhauses nicht vertical, sondern horizontal und parallel zur Drehbanksaxe angeordnet ist. Hierbei geschieht die Hin- und Herschiebung des das Stichelhaus tragenden Schiebers dann nicht nach der Längsrichtung, sondern quer zur Drehbank. In Betreff dieser und anderer Einrichtungen mag auf die unten angezeigten Stellen [1]) verwiesen werden.

Eine häufige Anwendung findet der Revolversupport, wie schon bemerkt, zur Herstellung von Schrauben und deren Muttern, und zwar werden diese Theile in der Regel aus längeren Stäben gefertigt, welche durch die zu dem Ende hohl gearbeitete Drehbanksspindel hindurch zugeführt werden. Dabei ist die Spindel an ihrem vorderen Ende mit einem Futter versehen, das den zugeführten Stab während der Bearbeitung zangenförmig festhält, um, nachdem ein Gegenstand durch die Wirkung aller Werkzeuge vollendet und abgeschnitten ist, einem Oeffnen unterworfen zu werden, worauf der Stab selbstthätig um die zur Erzeugung eines zweiten Gegenstandes erforderliche Länge vorgeschoben wird.

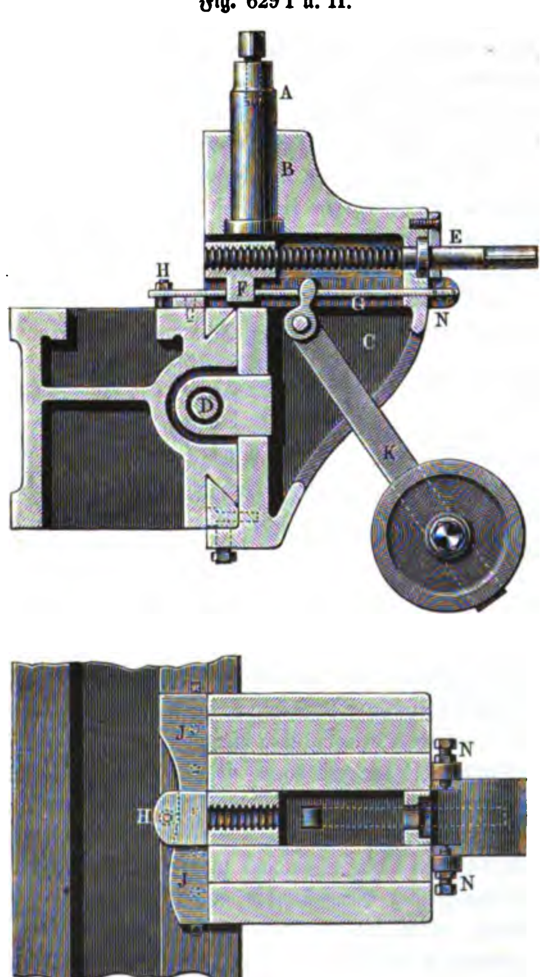
§. 173. **Curvensupport.** Wenn die abzudrehenden Gegenstände geschweifte oder curvenförmige Profile haben, so kann die Bearbeitung auf der Drehbank mit Hülfe des Supports in der Art geschehen, daß von der Hand beide Schlitten bewegt werden, so zwar, daß das Verhältniß der beiden zu einander senkrechten Verschiebungen sich nach der Form des zu erzeugenden Profils richtet. Um in dieser Weise eine einigermaßen glatte Fläche zu erzielen, ist jedoch eine bedeutende Gewandtheit des Arbeiters nöthig, und man kann zur besseren und schnelleren Herstellung solcher Flächen sich besonderer Einrichtungen bedienen, durch deren Anbringung der Support zur selbstthätigen Bearbeitung der besagten Gegenstände befähigt wird.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 3765, 17298, 31305, 35760.

Einen solchen sogenannten Curvensupport zeigt Fig. 629 [1]). Hier ist der zur Aufnahme des Stichels dienende Halter *A* in einem Schlittenstücke *B* befindlich, das quer zur Länge der Drehbank auf der oberen Fläche

Fig. 629 I u. II.

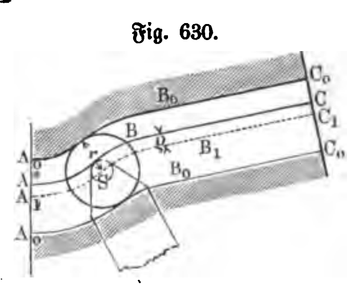


des consolartigen Langschlittens *C* verschieblich ist. Die Figur läßt erkennen, wie dieser Längsschlitten die an der Seite des Drehbankbettes angebrachten Prismenführungen umfängt und mittelst der Leitspindel *D* längs

[1]) Aus Hart, Werkzeugmaschinen.

der Wangen bewegt wird. Der Querschlitten B kann durch die Schraubenspindel E in der gewöhnlichen Art der Quere nach verstellt werden, sobald man die Mutter F dieser Schraube unwandelbar fest mit dem Längsschlitten C verbindet, was jedoch beim Curvendrehen nicht geschieht. Diese Mutter F tritt mit einem hervorstehenden Ansatze in eine passende Oeffnung der Schiene G ein, die in dem Längsschlitten C der Quere nach verschieblich gelagert ist. Vermöge dieser Anordnung muß der Querschlitten B sammt dem darin befestigten Stichel an der Verschiebung theilnehmen, die dieser Schiene mitgetheilt wird. Das letztere wird einfach dadurch erzielt, daß die Schiene G mittelst einer an ihrem Ende befindlichen kleinen Rolle oder eines Stiftes H fortwährend mit einem gewissen Drucke gegen eine auf dem Drehbanksgestell befestigte Schablone J von geeigneter Form gepreßt wird, so daß diese Rolle bei einer Längsbewegung des ganzen Supports genöthigt ist, stets mit dieser Schablone in Berührung zu bleiben. Hierdurch wird die Schiene G und damit auch der Stichel in der durch die Form dieser Schablone bedingten Weise in der Querrichtung verschoben. Es ist ersichtlich, daß der Gewichtshebel K die Aufgabe hat, die Leitrolle H mit dem gedachten Drucke stetig gegen die Schablone J anzudrücken, und daß man zur Bethätigung der Vorrichtung nur nöthig hat, den Support durch die Umdrehung der Leitspindel der Länge nach zu verschieben. Daß man durch Auswechselung der Schablone J mit einer anderen die Drehbank zur selbstthätigen Herstellung verschieden gestalteter Gegenstände befähigen kann, ist ebenso klar, wie daß man den Querschlitten wie einen gewöhnlichen durch die Umdrehung der Schraube E mittelst einer Handkurbel bewegen kann, sobald man die Schiene G durch die Druckschrauben N fest mit dem Längsschlitten C verbindet und die Schablone J beseitigt.

Fig. 630.

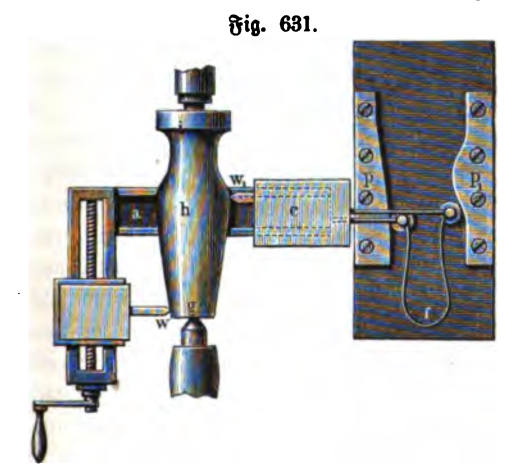


Die Gestalt, die man dieser Schablone zu geben hat, richtet sich nach der Form des zu erzeugenden Gegenstandes und ist in folgender Art zu bestimmen. Gesetzt, es sei die Meridian- oder Erzeugungslinie des herzustellenden Gegenstandes durch ABC, Fig. 630, gegeben, so hätte man auch die führende Schablone nach dieser Curve zu begrenzen, wenn die Stichelschneide in einen Punkt oder in eine scharfe Spitze ausliefe, und wenn gleichzeitig die Leitrolle einen unendlich kleinen Halbmesser hätte. Diese Bedingungen sind in der Wirklichkeit nicht erfüllt, es wird vielmehr die Schneide des Stichels immer eine gewisse Breite haben, ebenso wie der Leitrolle ein bestimmter Halbmesser gegeben wird. Gesetzt, die Stichelschneide S

werde als ein kleiner Kreisbogen von dem Halbmesser ϱ angesehen, so muß die Mitte dieses Kreisbogens in einer Curve $A_1 B_1 C_1$ geführt werden, die überall einen normalen Abstand gleich ϱ von der zu erzeugenden Profillinie ABC hat. In dieser zu ABC äquidistanten Curve $A_1 B_1 C_1$ muß dann aber auch der Mittelpunkt der Führungsrolle bewegt werden, so daß man die Begrenzung für die Schablone in einer der Curven $A_0 B_0 C_0$ erhält, die zu der Linie $A_1 B_1 C_1$ im Abstande gleich dem Halbmesser r der Führungsrolle äquidistant sind.

Man wendet derartige Curvensupports an, um gewisse häufig vorkommende geschweifte Gegenstände, wie z. B. die Griffe von Handkurbeln, auf der Drehbank herzustellen. Auch hat man solche Einrichtungen zum Abdrehen der Radkränze von Eisenbahnwagenrädern vorgeschlagen. Bei einer von Jachmann[1]) angegebenen Anordnung sollen gleichzeitig zwei Stichel an diametral entgegengesetzten Stellen des Arbeitsstückes zum Angriffe kommen, zu welchem Zwecke zwei besondere Querschieber angeordnet sind, von denen jeder durch eine besondere Schablone die zugehörige Bewegung empfängt. In Fig. 631 ist eine Skizze der hierzu dienenden Einrichtung gegeben, aus welcher man in w und w_1 die beiden Stichel erkennt, deren Schieber durch a und c dargestellt sind. Die beiden mit diesen Schiebern verbundenen Leitrollen werden durch die Feder f fortwährend gegen die beiden Schablonen p und p_1 gepreßt, von denen p zur Führung des Stichels w dient, der das Stück gh des Gegenstandes abzudrehen hat, während die andere Schablone p_1 dem Theile hi des Arbeitsstückes entsprechend die Führung des Stichels w_1 zu übernehmen hat.

Fig. 631.



Wenn man die zur Führung des Stichels dienende Schablone geradlinig begrenzt, so kann man sich derselben dazu bedienen, um conische Gegenstände zu erzeugen, sobald man die gerade Führungsschiene unter demjenigen Winkel gegen die Längsrichtung der Drehbank auf deren Gestell befestigt, welchen

[1]) D. R.-P. Nr. 44646.

die Seite der herzustellenden Kegelfläche mit der Axe bildet. Eine solche Einrichtung findet man an der unten angegebenen Stelle [1]).

Während die vorstehend angeführten Einrichtungen die geeignete Bewegung des Stichels mit Hülfe von Führungslinealen oder Schablonen bewirken, hat man für einzelne Gegenstände auch solche Anordnungen vorgeschlagen, welche die erforderliche Bewegung des Querschlittens durch geeignete Kurbelgetriebe oder Hebelverbindungen erzielen lassen. Insbesondere ist man mehrfach bestrebt gewesen, das Abdrehen der Riemscheiben nach dem allgemein gebräuchlichen gewölbten oder bauchigen Profile durch selbstthätige Supporteinrichtungen in dieser Art zu ermöglichen, in welcher Hinsicht auf die unten angegebenen Stellen [2]) verwiesen werden mag.

§. 174. **Hinterdrehen.** Zur Herstellung der nach §. 146 vielfach zur Bearbeitung von Metall und Holz gebräuchlichen Fräsen hat man dem Drehbanksupport eine bestimmte Einrichtung gegeben, deren Zweck und Wirkungsart aus Folgendem ersichtlich wird. Wie schon oben anführt wurde, ist eine Fräse, die man auch wohl als Schneidrad bezeichnet, im allgemeinen ein Umdrehungskörper, der am Umfange mit mehr oder minder vielen Einschnitten versehen ist, durch welche ebenso viele scharfe Schneidkanten entstehen. Diese kommen bei der Umdrehung des Werkzeuges nach einander zur Wirkung, indem sie feine Späne von dem Arbeitsstück abtrennen, sobald man der Fräse neben ihrer Umdrehung auch eine fortschreitende Bewegung gegen das Arbeitsstück ertheilt. Hierbei erzeugt die Fräse an dem Gegenstande eine Rinne oder Furche, deren Querschnitt mit dem Profil der Fräse übereinstimmt. Wollte man nun ein solches Schneidrad einfach in der Weise herstellen, daß man einen nach dem beabsichtigten Querschnitte profilirten Umdrehungskörper ringsum mit den erforderlichen Einschnitten versähe, wie dies durch Fig. 632 versinnlicht ist, so würde die Schneidwirkung eine mangelhafte sein. Es würde sich nämlich jeder Zahn mit seiner ganzen Oberfläche $abcd$ gegen das Arbeitsstück in derjenigen Fläche anlegen, die durch die vorausgehende Schneidkante ad hergestellt worden ist, und es würde hierbei nicht nur eine erhebliche Reibung hervorgerufen, sondern auch der Vorschub der Fräse gegen das Arbeitsstück beträchtlich erschwert werden. Diese mangelhafte, von den Arbeitern wohl als Würgen bezeichnete Wirkung sucht man dadurch zu umgehen, daß man den Zähnen eine spiralförmig verlaufende Form, Fig. 633, giebt, so daß ihre Oberfläche überall um einen kleinen Winkel nach innen von der Umdrehungsfläche abweicht, die von der schneidenden Kante ad bei ihrer Umdrehung beschrieben

[1]) J. Rose, Modern Machine Shop Practice. Part 4.
[2]) Dingler, Bd. 43, S. 141. D. R.-P. Nr. 48777 und 48778.

wird. Es ist ersichtlich, daß dieser Winkel mit dem in §. 148 als Anstellungswinkel der Stichel bezeichneten übereinstimmt, und daß in Folge der gedachten Anordnung das sogenannte freie Schneiden jedes Zahnes erzielt wird, bei dem nicht nur die gedachte Reibung an der Hinterfläche fortfällt, sondern auch die Vorschiebebewegung der Fräse gegen das Arbeitsstück leicht zu bewirken ist. Solche Zähne nennt man hinterdrehte, und es handelt sich hier um die Besprechung der zu diesem Hinterdrehen erforderlichen Einrichtung des Supports.

Es kann hier zunächst bemerkt werden, daß die Form der für die hintere Begrenzung der Zähne anzuwendenden Linie $a\,b$ nicht willkürlich ist, indem man von einer guten Fräse fordern muß, daß sie die ihr gegebene Profilform, wie sie der Schneidkante $a\,d$ zugehört, auch unverändert beibehalte, sobald man durch Schärfen der stumpf gewordenen Fräse die Schneidkante von $a\,d$ nach rückwärts, etwa nach $a_1\,d_1$, verlegt. Es ist leicht zu erkennen, daß dieser Bedingung entsprochen wird, sobald die Begrenzung der Zähne so gewählt wird, daß die den einzelnen Punkten der Schneidkante zugehörigen Linien wie ab, dc durch archimedische Spiralen dargestellt werden, für welche sämmtlich der Zuwachs des Halbmessers für einen bestimmten Winkel von derselben Größe ist, die also übereinstimmend durch die Gleichung $r = a\,\omega$ dargestellt werden, worin a constant und r der Halbmesser an einer Stelle ist, die von dem Anfangspunkte um den Winkel ω entfernt ist. Die verschiedenen, den einzelnen Punkten zugehörigen Spiralen unterscheiden sich danach nur durch die Lage des Anfangspunktes, oder, was dasselbe sagt, durch einen constanten Betrag des Winkels ω. Hieraus geht hervor, daß irgend zwei dieser Spiralen an allen Stellen denselben radialen Abstand von einander haben, und es wird daher die oben ausgesprochene Bedingung eines überall gleichen Schnittprofils erfüllt, sobald die Schneidkante überall radial geschliffen wird.

Fig. 632.

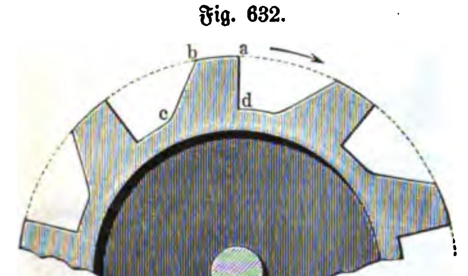
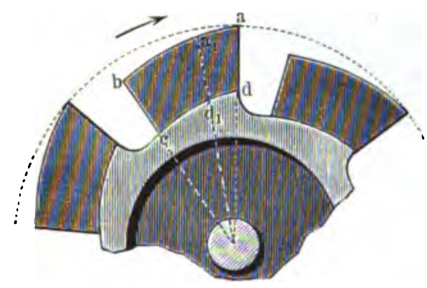
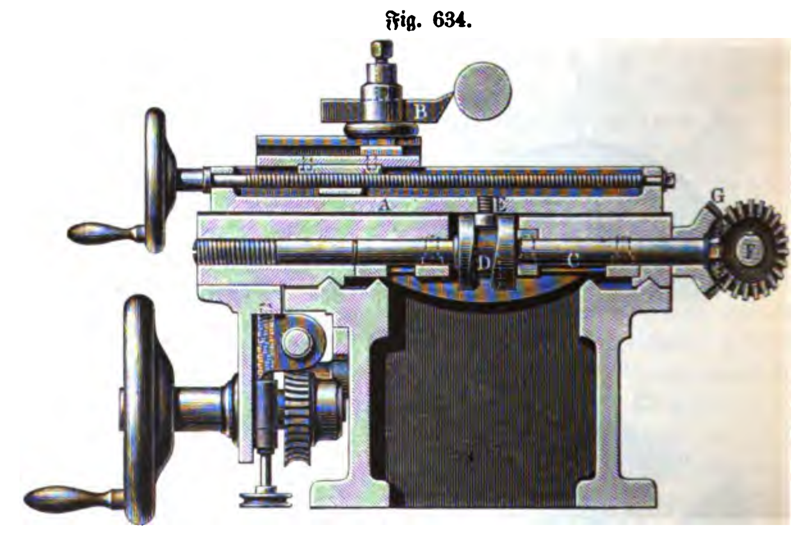


Fig. 633.



In Fig. 634 ist die Einrichtung des Supports angegeben, wie sie von E. Schieß zum Hinterdrehen angewandt wird. Dabei wird der Querschieber A, der den Stichel B trägt, von der darunter befindlichen Axe C aus in die geeignete hin- und zurückgehend Bewegung vermittelst des Curvencylinders D versetzt, in dessen Curvennuthe ein von dem Schieber A hervorragender Stift E eingreift. Die Axe C wird von einer an dem Drehbankbett parallel zu den Wangen gelagerten Welle F durch die Kegelräder G umgedreht, während die Welle F selbst von der Spindel durch geeignete Zahnräder bewegt wird. Da die Curve in D so angeordnet ist, daß bei einer ganzen Umdrehung der Axe C der Stichel einmal der Axe der

Fig. 634.



Drehbankspindel genähert und wieder davon entfernt wird, so folgt daraus, daß die Axe C sich bei einer vollen Umdrehung des Arbeitsstückes z mal drehen muß, wenn das zu erzeugende Arbeitsstück z Zähne erhalten soll.

Bei einer anderen, von J. E. Reinecker[1]) angegebenen Einrichtung, Fig. 635, erfolgt die abwechselnde Hin- und Herbewegung des Querschlittens A von der senkrechten Axe B aus, die auf ihrem oberen Ende eine Daumenscheibe C trägt, gegen deren Umfang ein mit dem Querschieber verbundener Stift D durch Federn F stetig mit bestimmter Kraft angepreßt wird, so daß der Schieber die von der Form dieses Daumens abhängige Bewegung annehmen muß. Die rotirende Bewegung empfängt die Axe B mittelst conischer Räder ebenfalls von einer Längswelle E aus, die von der Drehbankspindel durch geeignete Zahnräder umgedreht wird.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 23373.

Die letztgedachte Einrichtung von Reinecker gewährt auch die Möglichkeit, das Hinterdrehen der Zähne in einer zur Axe der Drehbankspindel

Fig. 635.

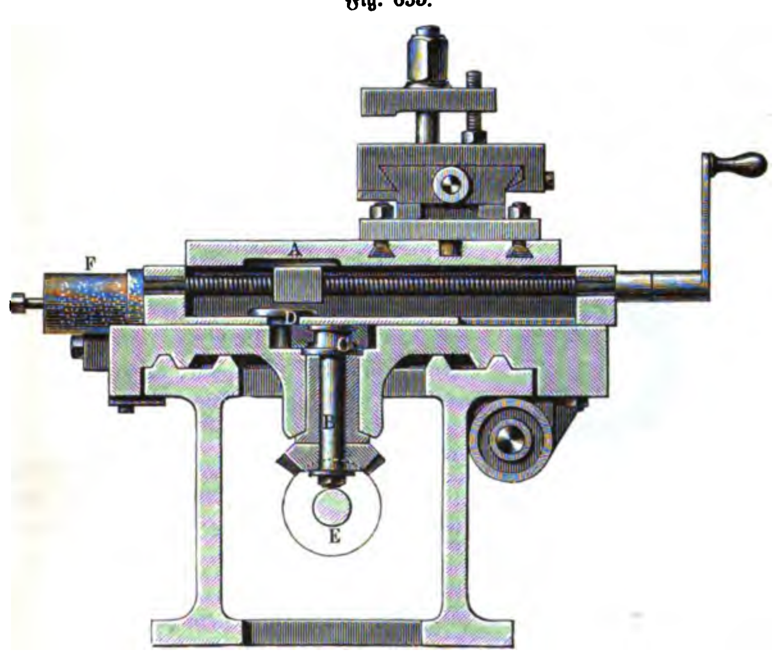
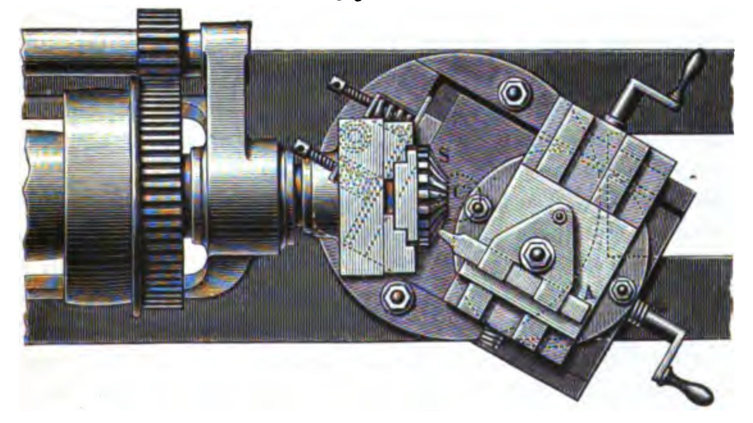


Fig. 636.



schrägen Richtung vorzunehmen, sobald man die Führungsbahn des Querschlittens und diesen selbst so einrichtet, daß er um die Axe *B* entsprechend

verdreht werden kann. Aus Fig. 636[1]) (a. v. S.), welche für diesen Fall die obere Ansicht eines solchen Supports darstellt, ist dies ersichtlich, es bedeutet hierin C die den Querschieber A bewegende Daumenscheibe, um deren Axe der Querschieber beweglich ist. Aus der Form des durch S dargestellten Schneidrades ergiebt sich die Neigung, die man zum Zwecke des Hinterdrehens der conisch gestalteten Schneidzähne dem Querschlitten gegen die Axe der Drehbank zu geben hat.

Die Gestalt, die man der den Querschlitten bewegenden Daumenscheibe geben muß, bestimmt sich in Fig. 637 mit Rücksicht darauf, daß jeder Punkt der Stichelschneide auf dem Arbeitsstücke eine archimedische Spirale erzeugen soll. Dazu ist erforderlich, daß die Größe der Verschiebung des Querschlittens proportional mit der Umdrehung des Arbeitsstückes, also auch proportional mit der Umdrehung der Daumenscheibe sein muß. Dies wird dadurch erreicht, daß man auch dem Daumen die Gestalt einer solchen Spirale abc giebt, und es geht aus der Figur hervor, daß während der Umdrehung des Daumens um den Bogen abc die Entfernung des Stichels von der Axe der Drehbank um die Größe $Ac - Aa = d$ verringert wird, diese Größe daher den Betrag des Hinterdrehens darstellt. Die übrige Umdrehung des Daumens um den Winkel cAa veranlaßt dann wieder die Rückführung des Stichels um denselben Betrag, und man hat dabei nur zu beachten, daß, wenn die Bewegung überhaupt möglich sein soll, die Neigung der Daumencurve in irgend einem Punkte derselben gegen den Radius dieses Punktes den Werth ϱ übersteigen muß, unter ϱ den zugehörigen Reibungswinkel verstanden (s. Th. III, 1, §. 160, Curvengetriebe). Das Arbeitsstück, an welchem die dem zurückführenden Theile ca der Daumencurve entsprechende Stelle den Einschnitt zwischen je zwei Zähnen bildet, ist in der Regel an diesen Stellen schon so weit ausgespart, daß der Stichel an denselben überhaupt nicht zum Schnitt gelangt.

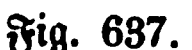



Fig. 637.

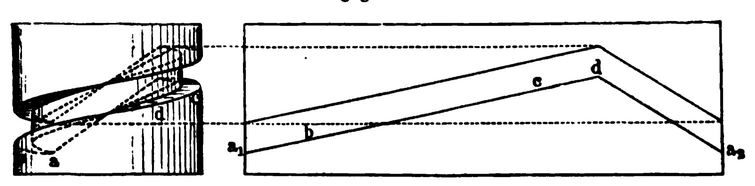
Wenn zur Bewegung des Querschlittens, wie in Fig. 634 angegeben, ein cylindrisches Curvenschubgetriebe angewendet werden soll, so hat man, wie leicht ersichtlich ist, der in dem Cylinder anzuordnenden Curve auf der die Vorschiebung bewirkenden Erstreckung die Form eines Schraubenganges von überall gleicher Steigung zu geben, um der Bedingung einer gleichmäßigen Verschiebung des Querschlittens zu genügen, die für die Erzeugung von archimedischen Spiralen erfüllt werden muß. In Fig. 638 ist der Mantel des betreffenden Cylinders abgewickelt gezeichnet, woraus ersichtlich

[1]) D. R.-P. Nr. 54070.

ist, daß der Theil $a_1 b c d$ dem Vorschube des Stichels entspricht, während die Strecke $d a_2$ der Rückführung dient. Auch hier muß die Führungscurve von der Verschiebungsrichtung des Schlittens überall um einen größeren als den Reibungswinkel abweichen.

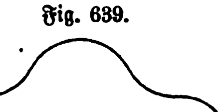
Aus den vorstehenden Bemerkungen ergiebt sich auch, warum man sich zum Hinterdrehen der Werkzeuge einer solchen Vorrichtung nicht bedienen

Fig. 638.



kann, in welcher der Schieber des Supports durch ein Kurbelgetriebe oder ein Kreisexcenter hin und her bewegt wird. Eine solche Vorrichtung würde eine Form des Arbeitsstückes etwa wie Fig. 639 zur Folge haben, welcher nicht wie der archimedischen Spirale die Eigenschaft anhaftet, daß das Profil bei dem Nachschleifen unverändert bleibt.

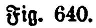
Fig. 639.

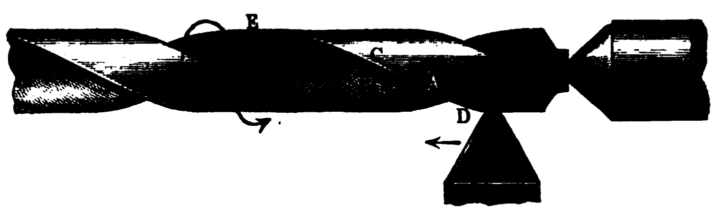


In derselben Weise, wie die durch Fig. 633 dargestellten Schneidräder werden auch die zum Gewindeschneiden gebräuchlichen Gewindebohrer dargestellt, das sind stählerne, mit Schraubengewinden versehene Bolzen, die mit Längsnuthen versehen sind, um dadurch die zum Ausschneiden von Muttergewinden erforderlichen Schneidkanten zu erzielen (s. weiter unten). Hierbei muß natürlich der das Hinterdrehen der Gewindegänge erzeugende Stichel während einer Umdrehung des Arbeitsstückes um die Steigung der betreffenden Schraube nach der Längsrichtung der Drehbank verschoben werden, was man mittelst der Leitspindel und zugehöriger Zahnräder in der in §. 171 beschriebenen Art erreicht.

Wenn die durch Hinterdrehen zu erzeugenden Werkzeuge nicht mit axial gerichteten, sondern mit gegen die Axe geneigten oder gewundenen Furchen versehen sind, wie dies z. B. bei den bekannten schraubenförmigen Lochbohrern, Fig. 640 (a. f. S.), der Fall ist, so hat man bei der Uebertragung der Bewegung von der Drehbankspindel auf die Axe der Curvenscheibe auf die Neigung dieser schraubenförmigen Furchen gegen die Axe entsprechend Rücksicht zu nehmen, wie aus Folgendem sich ergiebt.

Wenn ein solches Werkzeug, etwa ein Bohrer oder eine Reibahle, ringsherum mit z Nuthen, also ebenso vielen Schneidkanten versehen ist, die genau in einem Cylinderumfange liegen müssen, so ist ersichtlich, daß man diese Form nicht erzielen könnte, wenn man der den Querschieber des Stichels bewegenden Curvenscheibe für jede Umdrehung des Arbeitsstückes genau z volle Umdrehungen ertheilen wollte. Denn wenn die Stichelspitze in einem gewissen Augenblicke etwa in A befindlich ist, so wird dieselbe nach einer ganzen Umdrehung des Arbeitsstückes nach B gelangt sein, sofern der Stichel während dieser Umdrehung durch die Leitspindel behufs der Spanversetzung um AB verschoben wurde. In beiden Stellungen wäre die Entfernung des Stichels von der Axe der Drehbank genau dieselbe, da wegen der vorausgesetzten Umsetzung zwischen Spindel und Curvenscheibe im Verhältnisse $1 : z$ die Curvenscheibe genau z Umdrehungen gemacht hat. Wenn nun die schneidende Kante ED gerade durch die Stichelspitze A hindurchgeht, so wird sie vor der Stellung derselben in B um einen gewissen Bogen BC


Fig. 640.



zurückstehen, der sich einfach zu $\frac{s}{h} 2\pi$ findet, wenn h die Ganghöhe einer ganzen Schraubenwindung von ED und s die Verschiebung AB des Stichels bedeutet. Wenn daher der Stichel in C zum Angriffe kommt, so hat sich die Daumenscheibe noch um den Winkel $z \frac{s}{h} 2\pi$ drehen müssen, und es folgt hieraus, daß der Punkt C der Schneidkante eine kleinere Entfernung von der Axe haben muß, als derjenige A; an die Herstellung eines genau cylindrischen Werkzeuges ist daher nicht zu denken.

Die vorstehende Betrachtung zeigt auch ohne weiteres, wie in diesem Falle das Umsetzungsverhältniß zwischen der Drehbankspindel und der Daumenscheibe gewählt werden muß, um dem bemerkten Uebelstande zu begegnen. Man hat bei jeder Umdrehung des Arbeitsstückes der Axe des Daumens oder der Curvenscheibe $z\left(1 + \frac{s}{h}\right)$ Umdrehungen zu ertheilen, wenn z, s und h die vorher angegebenen Bedeutungen haben, und wenn die Versetzung des Stichels in der Richtung von A nach B erfolgt. Es ist auch

ersichtlich, daß bei einer Verschiebung des Stichels in der entgegengesetzten Richtung von B nach A die Umdrehungszahl des Daumens für jede Umdrehung des Arbeitsstückes sich zu $z\left(1-\frac{s}{h}\right)$ ermittelt.

Wollte man diesem Verhältniß entsprechend die Umsetzung durch passende Zahnräder erzielen, so würde für jede andere Steigung h der Schraubengänge des Arbeitsstückes nicht nur, sondern auch für jede andere Geschwindigkeit der Längsschiebung s des Stichels eine andere Umsetzung nöthig werden, auch würde man mittelst einer den Verhältnissen eines bestimmten Falles entsprechend gewählten Umsetzung den Stichel nur immer nach der einen Seite hin verschieben dürfen, und behufs mehrmaligen Angriffs den Stichel leer zurückzuführen haben, ähnlich wie es bei dem Gewindeschneiden erforderlich ist.

Um diese Uebelstände zu umgehen, hat Reinecker[1]) eine sinnreiche Anordnung gewählt, indem er das in Th. III, 1 besprochene Differentialgetriebe zur Bewegung der Daumenscheibe benutzt. Das Wesentliche dieser Anordnung ist aus Fig. 641 (a. f. S.) ersichtlich. Hierin stellt A die zur Bewegung der Daumenscheibe dienende, in der Drehbank gelagerte Langwelle vor, die durch das auf ihr befestigte Zahngetriebe B umgedreht wird, und in der oben angegebenen Art mittelst gleicher Kegelräder die Axe der Daumenscheibe bewegt. Auf der Welle A lose drehbar ist das mit innerer und äußerer Verzahnung versehene Rad C, das von der Hülfsaxe D umgedreht wird, indem ein auf dieser letzteren befindliches Getriebe E in ein Zwischenrad F und dieses in die äußere Verzahnung von C eingreift. Den Antrieb erhält die Hülfswelle D von der Vorgelegswelle der Drehbank aus durch Zahnräder, von denen eins in G vorgestellt ist.

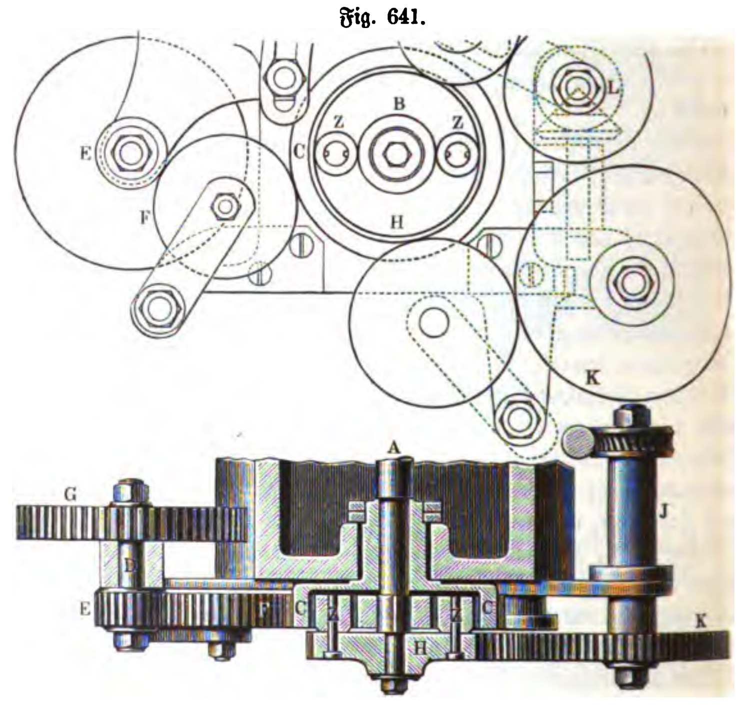
Außerdem ist, gleichfalls lose drehbar, auf die Welle A ein außen verzahntes Rad H gesteckt, dessen Umdrehung von einer zweiten Hülfswelle J aus erfolgt, die mit dem Rade K ebenfalls ein Zwischenrad umdreht, das in die Zähne von H eingreift. Der Antrieb dieser Zwischenwelle J wird von der Leitspindel L der Drehbank abgeleitet, zu welchem Ende eine langsame Bewegung von L durch ein Schneckenradgetriebe und ein Kegelräderpaar angeordnet ist. In dem Rade H endlich sind zwei Bolzen angebracht, auf welchen zwei gleiche Stirnrädchen Z sich lose drehen, die sowohl in das Triebrad B wie auch in die innere Verzahnung von C eingreifen. Hiernach ist die Einrichtung eine derartige, daß die Welle A und das auf ihr befestigte Zahnrad B ihre Bewegung unter dem Einfluß zweier Umdrehungen erhält, von denen die eine von dem Zahnrade C und die andere von demjenigen H durch Vermittelung der beiden Wechselräder Z hervor-

[1]) D. R.-P. Nr. 23373.

gerufen wird, so zwar, daß die Umdrehung des Rades C von der Drehbankspindel und diejenige von H von der Leitspindel abgeleitet wird.

Um die Wirkung dieses Getriebes zu erläutern, sei angenommen, daß der abzudrehende Gegenstand z schraubenförmige Nuthen enthalte, deren Ganghöhe gleich h sein möge. Denkt man sich zunächst die Längsbewegung des Stichels durch Ausrückung der Leitschraube unterbrochen, so muß die Umdrehung der Daumenscheibe mit solcher Geschwindigkeit erfolgen, daß bei einer ganzen Umdrehung der Drehbankspindel die Curvenscheibe, also auch die Welle A, genau z Umdrehungen macht. Für diesen Fall, in welchem

Fig. 641.



das Rad H festgehalten wird, dienen die beiden Räder Z nur als einfache Zwischenräder, und wenn das Rad C, dessen innere Verzahnung den Halbmesser c haben mag, eine Umdrehung macht, so bestimmt sich die Zahl der Umdrehungen für das Getriebe B vom Halbmesser b zu $\frac{c}{b}$ Umdrehungen. Man hat demnach die Umsetzung der Bewegung zwischen der Drehbankspindel und dem Rade C so anzuordnen, daß für jede Umdrehung der Spindel dem Rade C $z\frac{b}{c}$ Drehungen mitgetheilt werden.

Denkt man sich nun, daß für eine Umdrehung des Arbeitsstückes der Stichel durch die Leitschraube um eine Größe gleich s der Länge nach verschoben werde, so gehört dazu eine Bewegung der Leitspindel, deren Ganghöhe gleich l sein mag, von $\frac{s}{l}$ Umdrehungen. Andererseits entspricht eine Verschiebung des Stichels gleich s längs des Arbeitsstückes einer Windung der schraubenförmigen Nuthen im Betrage $\frac{s}{h}$ einer Umdrehung, und man hat daher die Einrichtung so zu treffen, daß mit jener Verschiebung des Stichels um s eine weitere Umdrehung der Daumenscheibe oder der Welle A im Betrage von $z\frac{s}{h}$ Umdrehungen nach der einen oder anderen Richtung verbunden ist, je nachdem der Stichel nach der einen oder anderen Richtung verschoben wird. Dieser Bedingung muß das angewendete Differentialgetriebe genügen.

Gesetzt, man hält das Rad C fest und bewegt nur dasjenige H, wie es der Fall ist, wenn bei stillstehender Drehbankspindel die Leitspindel aus freier Hand umgedreht wird, um den Stichel zu versetzen, so erzeugt eine Umdrehung des Rades H nach den bekannten Regeln über Räderwerke (s. Th. III, 1) $1 + \frac{c}{b} = \frac{b+c}{b}$ Umdrehungen des Rades B und der Welle A in derselben Richtung. Für 1 Umgang des Arbeitsstückes oder für $z\frac{s}{h}$ Umdrehungen der Welle A muß daher das Rad H $z\frac{s}{h}\frac{b}{b+c}$ Umdrehungen machen. Da für diese Zeit die Leitspindel $\frac{s}{l}$ Umdrehungen macht, so ergiebt sich das Umsetzungsverhältniß zwischen der Leitspindel und dem Rade H wie $\frac{s}{l} : z\frac{s}{h}\frac{b}{b+c}$ oder gleich $\frac{zl}{h}\frac{b}{b+c}$. Da dieses Uebersetzungsverhältniß ganz unabhängig von der Verschiebung s ist, so geht daraus hervor, daß die hier beschriebene Einrichtung, wenn sie für ein bestimmtes Arbeitsstück einmal richtig angeordnet wurde, für jeden beliebigen Verschub des Stichels sowohl rückwärts wie vorwärts richtig arbeiten muß.

Es mag bemerkt werden, daß diese Einrichtung nicht nur für die Herstellung der erwähnten schraubenförmigen cylindrischen Bohrer, sondern auch für die der conischen Reibahlen mit schraubenförmig gewundenen Schneidkanten dienen kann. Die conische Form, welche diese Reibahlen immer haben, kann man nach dem früher Angegebenen leicht dadurch erzeugen, daß man den Reitstock entsprechend seitlich verschiebt.

Beispiel. Es möge ein Werkzeug mit fünf schraubenförmigen Schneidkanten herzustellen sein, deren Ganghöhe $h = 100$ mm betragen möge. Die

Leitspindel der Drehbank habe eine Steigung von 10 mm, und es möge das Verhältniß der Räder *B* und *C* des Differentialgetriebes zu $\frac{1}{3}$ gewählt worden sein, während die Daumenscheibe von der Welle *A* aus durch zwei gleiche conische Räder betrieben werden soll. Man hat für die Bewegung des Rades *C* von der Drehbankspindel ein Umsetzungsverhältniß zu wählen, das sich durch $z\frac{b}{c}$ wie 5:3 berechnet. Andererseits ist zwischen dem Rade *H* und der Leitspindel die Bewegung in solcher Art zu übertragen, daß für jede Umdrehung der Leitspindel das Rad *H* $\frac{z\,l}{h}\,\frac{b}{b+c} = \frac{5\,.\,10}{100}\,\frac{1}{1+3} = \frac{1}{8}$ Umdrehungen macht.

§. 175. **Drehen von unrunden Gegenständen.** Die in dem vorhergehenden Paragraphen besprochenen Einrichtungen ermöglichen die Herstellung von sogenannten unrunden Gegenständen, d. h. von solchen, deren Querschnitte eine von dem Kreise abweichende Form haben, dadurch, daß dem Stichel während jeder Umdrehung des Arbeitsstückes eine bestimmte schwingende Bewegung senkrecht zur Axe der Drehbank ertheilt wird, während das Arbeitsstück sich um die unveränderliche Axe der Drehbank dreht. Man kann den gleichen Zweck der Herstellung unrunder Gegenstände auch dadurch erreichen, daß man den Stichel, abgesehen von der für die Spanversetzung dienenden Fortrückung, in fester Lage erhält, und dagegen dem Arbeitsstücke außer seiner Umdrehung um die Spindel eine schwingende Bewegung in solcher Art ertheilt, daß dadurch der Abstand seiner Axe von der Stichelschneide gewissen Veränderungen unterworfen ist, wie sie zur Erzeugung der gewünschten Form nöthig sind. Von den verschiedenen, diesem Zwecke[1]) dienenden Einrichtungen möge hier nur die von Koch und Müller angegebene näher besprochen werden.

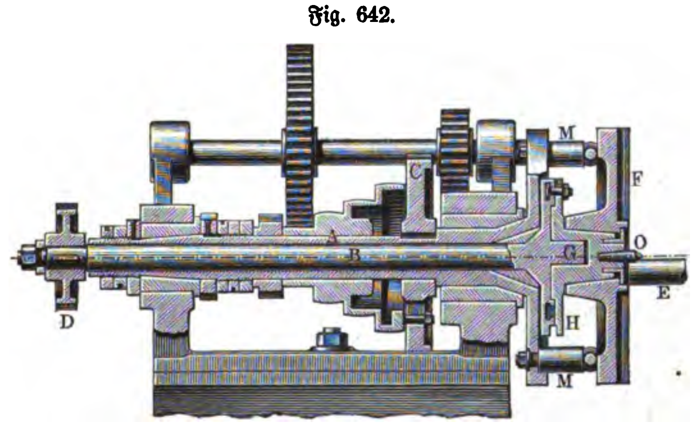
Bei dieser Drehbank ist die Drehbankspindel *A*, Fig. 642, hohl gemacht, so daß in ihrer Höhlung concentrisch eine zweite Spindel *B* gelagert werden kann, die unabhängig von *A* in demselben Sinne wie diese umgedreht wird. Um dies zu erzielen, dienen die beiden Zahnräder *C* und *D*, von denen *C* auf der Hauptspindel *A*, und *D* auf der inneren Axe *B* befestigt ist. In diese Räder greifen zwei andere Räder ein, die sich auf einer an dem Drehbanksbette parallel zu den Wangen gelagerten Hülfswelle *E* befinden. Diese vier Räder bilden daher ein doppeltes Vorgelege, dessen Wirkung darin besteht, von der Hauptspindel *A* die innere Spindel *B* in derselben Richtung mit vergrößerter Geschwindigkeit umzudrehen. Durch eine entsprechende Austauschung der Räder mit anderen hat man es in der Hand, das Verhältniß dieser beiden Geschwindigkeiten nach Bedarf zu verändern, es möge dieses Verhältniß allgemein durch *n* bezeichnet werden, so daß die

[1]) Ztschrft. d. Ver. deutsch. Ing. 1876, Thl. XXXII.

innere Spindel B während einer ganzen Umdrehung der äußeren n Umdrehungen macht.

Der abzudrehende Gegenstand wird, falls es sich um Freidrehen handelt, an einer Planscheibe F befestigt, die mit der inneren Spindel B fest verbunden ist, und zwar so, daß die Mitte O dieser Scheibe bis zu einem gewissen Betrage einseitig von der Axe der Hauptspindel A festgestellt werden kann. Zu dem Zwecke trägt die innere Spindel einen excentrischen Zapfen G, der um die Größe e außerhalb der Mitte steht, und auf welchem die Scheibe H befestigt ist, auf deren Nabe die Planscheibe F lose drehbar aufgesetzt wird. Da diese Nabe von H ebenfalls um die Größe e excentrisch ausgebohrt ist, so wird hierdurch die Möglichkeit gegeben, in einer bestimmten

Fig. 642.



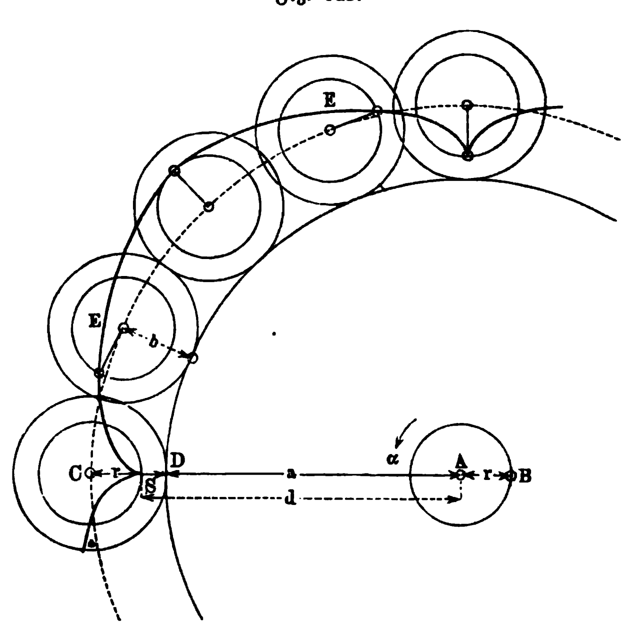
Stellung von H auf G die Planscheibe F genau centrisch zur Axe A zu befestigen, während andererseits eine um die Größe $2e$ excentrische Stellung erzielt wird, wenn die Scheibe H gegen die erstgedachte Lage um 180° verdreht wird. Es ist offenbar ermöglicht, in dieser Weise den Abstand r der Mitte O von F gegen die Axe der Hauptspindel A zwischen 0 und $2e$ beliebig zu verändern.

Wenn nun die Hauptspindel in gewöhnlicher Weise umgedreht wird, so wird durch mehrere mit A verbundene Mitnehmer M auch die Planscheibe F mitgenommen, so daß dieselbe ebenfalls und zwar um die Nabe von H gedreht wird. Da die letztere dabei durch die Umdrehung der inneren Axe B bei jeder Umdrehung der Hauptaxe n mal um diese herumgeführt wird, so empfängt die Planscheibe und mit ihr das darauf angebrachte Arbeitsstück die folgenden zwei Bewegungen:

1. Die Planscheibe wird bei jeder Umdrehung der Hauptspindel ebenfalls einmal um deren Axe herumgedreht;

2. Die Planscheibe empfängt während der unter 1. gedachten Umdrehung eine solche fortschreitende (nicht drehende) Bewegung, vermöge deren ihr Mittelpunkt n mal um die Axe von A in einem Kreise herumgeführt wird, dessen Halbmesser gleich der Größe r ist, um welche die Planscheibe excentrisch zu der Hauptaxe gestellt wurde. Es ist übrigens leicht zu ersehen, daß vermöge der unter 2. gedachten Bewegung auch jeder andere Punkt der Planscheibe, sowie des mit ihr verbundenen Arbeitsstückes ebenfalls in einem Kreise von dem Halbmesser r herumgeführt wird.

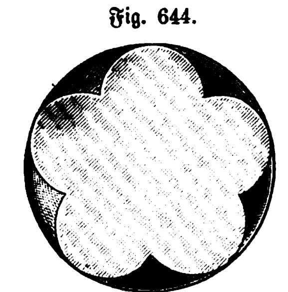
Fig. 643.



Um nun die Form zu ermitteln, welche dem in solcher Weise bewegten Arbeitsstücke durch einen feststehenden Stichel mitgetheilt wird, sei A, Fig. 643, die Axe der Drehbank, die eine Winkelgeschwindigkeit gleich α in dem Sinne des Pfeiles, also linksherum empfangen möge. Ebenso sei in B die Mitte der Planscheibe vorgestellt, deren Abstand von der Axe A durch $AB = r$ gegeben sein soll. Bedeutet β die Winkelgeschwindigkeit der inneren Spindel, so wird die Planscheibe mit einer fortschreitenden Geschwindigkeit gleich $r\beta$ in dem Kreise um A ebenfalls links herumgeführt. Der Stichel möge in S im Abstande $AS = d$ von der Axe A gedacht werden.

An der relativen Bewegung des Arbeitsstückes gegen den Stichel wird nichts dadurch geändert, daß man beiden eine beliebige zusätzliche Bewegung ertheilt denkt, und es möge diese zusätzliche Bewegung so angenommen werden, daß in Folge derselben das Arbeitsstück vollständig zum Stillstande kommt. Dies erreicht man, wenn man beiden Theilen, sowohl dem Arbeitsstücke wie dem Stichel, eine Rechtsdrehung um A mit der Winkelgeschwindigkeit α und außerdem eine kreisförmig fortschreitende Bewegung ertheilt denkt, vermöge deren der Stichel in einem Kreise vom Halbmesser $SC = r$ mit der Geschwindigkeit $r\beta$ herumgeführt wird. Es ist nun nach dem in Th. III, 1 über die Polbahnen der Zahnräder Gesagten deutlich, daß man die gedachten beiden Bewegungen des Stichels entstanden denken kann aus der rollenden Bewegung eines Cylinders von dem Halbmesser $CD = b$ auf einem anderen Cylinder vom Halbmesser $AD = a$, so daß $a\alpha = b\beta$ oder $a:b = \beta:\alpha$ ist. Demnach stellt sich die Bahn des Stichels gegen das Arbeitsstück als die verkürzte Epicykloide dar, die der im Abstande $CS = r$ von der Mitte des rollenden Kreises befindliche Punkt S bei dieser Rollung beschreibt. Diese Epicykloide ist in EE gezeichnet.

Fig. 644.



Man ersieht hieraus, daß der Stichel in Folge der angegebenen Einrichtung dem Arbeitsstücke eine Form mittheilt, deren Querschnitt beispielsweise durch Fig. 644 angegeben ist, wenn das Verhältniß der Winkelgeschwindigkeiten α und β so gewählt wurde, daß $\beta = 5\alpha$ ist, daß also die innere Axe während jeder Umdrehung der äußeren genau fünfmal umgedreht wird. Der bearbeitete Körper erhält in diesem Falle bei einer axialen Verschiebung des Stichels die Gestalt eines allgemeinen Cylinders von dem Querschnitte der Figur, so daß auf der Oberfläche desselben fünf Längsfurchen vorhanden sind. Es ist auch deutlich, daß diese Furchen einen schraubenförmig gewundenen Verlauf zeigen müssen, wenn das Verhältniß der Umdrehungen oder Winkelgeschwindigkeiten $\beta:\alpha$ nicht genau durch eine ganze Zahl dargestellt wird.

Es ist aus dem Vorstehenden auch ersichtlich, daß die relative Bewegung des Stichels gegen das Arbeitsstück eine gewöhnliche, nicht verkürzte Epicykloide wird, sobald die Excentricität gleich dem Halbmesser des rollenden Kreises wird, also für $a = d$ und $b = r$, d. i. für $r:d = \alpha:\beta = 1:n$. Für den Fall, daß die Excentricität größer ist, als der Halbmesser des rollenden Kreises, ergiebt sich die verlängerte Epicykloide, Fig. 645 (a. f. S.), und es erklärt sich daraus die Möglichkeit, auf dieser Drehbank Körper von der durch Fig. 646 (a. f. S.) dargestellten Querschnittsform herzustellen. Bei

der Darstellung eines solchen Körpers kommt der Stichel nur in einzelnen, den Aushöhlungen entsprechenden Zeitabschnitten zur Wirkung, zwischen denen das Arbeitsstück sich in Folge der großen Excentricität der Planscheibe dem Bereiche des Stichels entzieht.

Fig. 645.

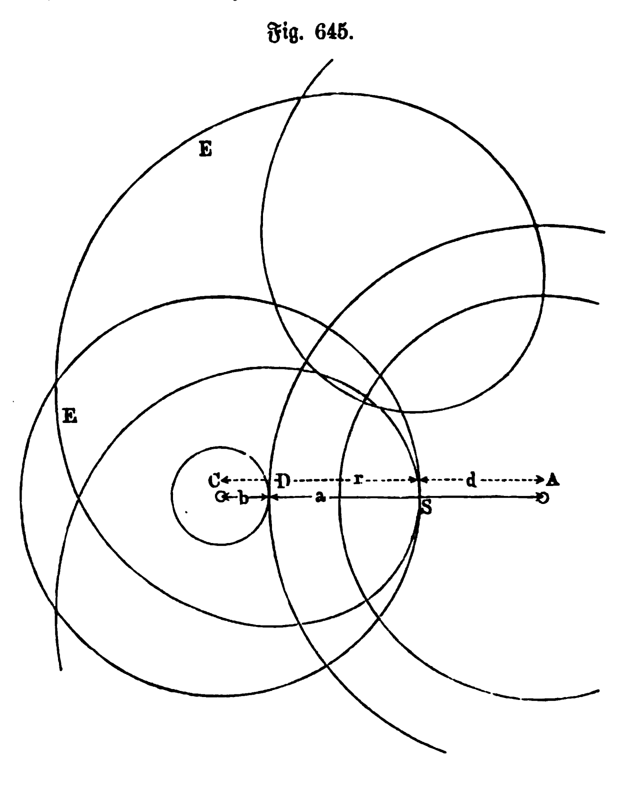
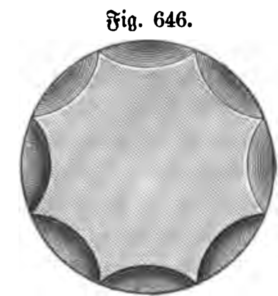


Fig. 646.



Wenn die Drehbank zum Drehen von Gegenständen zwischen Spitzen benutzt werden soll, so ist es erforderlich, daß auch die Spitze des Reitstockes übereinstimmend wie die Mitte der Planscheibe bewegt werde, zu welchem Ende die Spindel des Reitstockes ebenfalls zur Aufnahme des excentrisch versetzten Kerners eingerichtet ist, und mit derselben Geschwindigkeit, wie die innere Spindel umgedreht wird. Hierzu ist die Hülfsaxe *E* in Fig. 642 in der ganzen Länge der Bank zur Ausführung gebracht, um auch die Reitstockspindel mittelst des erforderlichen Räderpaares umzudrehen.

Von sonstigen, zur Herstellung unrunder Gegenstände oder zum sogenannten Passigdrehen dienenden Einrichtungen der Drehbank möge hier nur die von Brinck[1]) erwähnt werden, die das Hinterdrehen von Werkzeugen zum Zwecke hat, und bei welcher die erforderliche schwingende Bewegung des Arbeitsstückes mit Hülfe einer entsprechend geformten Curvenscheibe bewirkt wird, deren Gestalt nach der Form des herzustellenden Arbeitsstückes zu bestimmen ist.

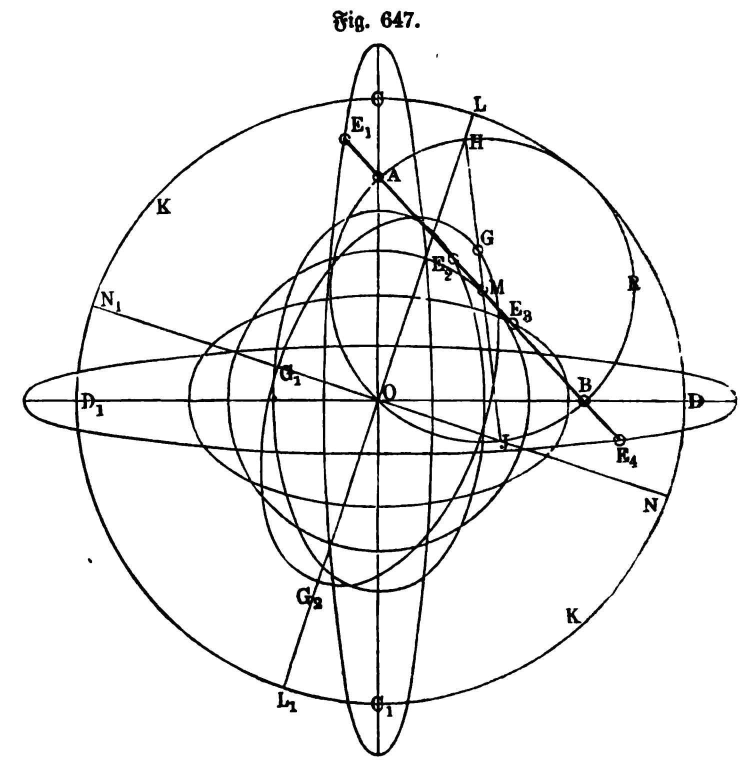
Ovalwerk. Zu den Vorrichtungen, die eine Herstellung von unrunden Gegenständen durch eine dem Arbeitsstücke mitgetheilte schwingende Bewegung bezwecken, gehört auch das von Leonardo da Vinci erfundene Ovalwerk, dessen man sich bedient, um Gegenstände von elliptischer Querschnittsform auf der Drehbank zu erzeugen. Die Wirkung desselben erklärt sich aus dem in Th. III, 1 besprochenen Getriebe, das den Ellipsenlenkern und einem bekannten Ellipsographen zu Grunde liegt, und in Fig. 647 (a. f. S.) ersichtlich gemacht ist. Wenn hierbei AB eine starre Stange vorstellt, deren beide um die Größe $AB = 2r$ von einander entfernte Endpunkte in zwei zu einander senkrechten geraden Führungen CC_1 und DD_1 beweglich sind, so beschreibt nach dem früher hierüber Gesagten bei einer Bewegung dieser Stange jeder Punkt derselben wie E_1, E_2, E_3 oder E_4 derselben eine Ellipse. Die Hauptaxen dieser Ellipse fallen mit den beiden Führungsgeraden CC_1 und DD_1 zusammen, die Halbaxen einer solchen Ellipse sind durch die Abstände des beschreibenden Punktes E von den beiden gerade geführten Punkten A und B gegeben, oder durch $m + r$ und $m - r$ dargestellt, wenn r die halbe Länge der Stange und m den Abstand des beschreibenden Punktes von der Stangenmitte bedeutet. Die Bewegung dieses Getriebes stimmt nach dem früher Angegebenen mit dem Abwälzen eines Kreises R zum Mittelpunkte M und vom Halbmesser r auf dem um O als Mittelpunkt mit dem doppelten Halbmesser $2r$ beschriebenen Kreise K überein, wobei jeder Punkt im Umfange des rollenden Kreises R eine gerade Linie beschreibt, die durch die Mitte O des Grundkreises K hindurchgeht. Der Mittelpunkt M des rollenden Kreises bewegt sich hierbei in einem Kreise um O zum Halbmesser $OM = r$.

Auch für jeden außerhalb der Geraden AB liegenden und mit derselben fest verbundenen Punkt wie G gilt die gleiche Beziehung, wonach dieser Punkt auch eine Ellipse mit den Halbaxen $m + r$ und $m - r$ beschreibt, wenn ebenfalls unter m der Abstand dieses Punktes von der Mitte M des rollenden Kreises verstanden wird. Die Hauptaxen einer solchen Ellipse $G\,G_1\,G_2$ fallen aber nicht mit den beiden Führungsgraden CC_1 und DD_1 zusammen, sondern deren Lage wird in folgender Weise gefunden. Zieht

[1]) D. R.-P. Nr. 38202.

man durch den betreffenden Punkt G den Durchmesser des rollenden Kreises, so erhält man in dessen Enden H und J zwei Punkte, die bei der vorausgesetzten Bewegung in den beiden zu einander senkrechten Durchmessern LL_1 und NN_1 des Grundkreises K bewegt werden. Man kann daher das betrachtete Getriebe, in welchem die Stange AB in CC_1 und DD_1 geführt wird, auch ersetzt denken durch ein anderes, worin die gerade Linie HJ mit ihren Endpunkten in den beiden zu einander senkrechten Führungsgeraden LL_1 und NN_1 bewegt wird. Demnach beschreibt der Punkt G eine Ellipse,

Fig. 647.



deren Hauptaxen in die beiden Richtungen LL_1 und NN_1 hineinfallen. Eine gleiche Betrachtung gilt für jeden beliebigen anderen, außerhalb der Verbindungslinie AB gelegenen mit derselben fest verbundenen Punkt.

An der relativen Bewegung des beweglichen, hier aus der Stange AB bestehenden Systems gegen das ruhend gedachte Führungskreuz COD wird nichts geändert, wenn man allen Theilen des ganzen Getriebes, also sowohl der geführten Stange wie dem führenden Kreuze, noch eine beliebige zusätzliche Bewegung ertheilt denkt. Wählt man diese zusätzliche Bewegung so,

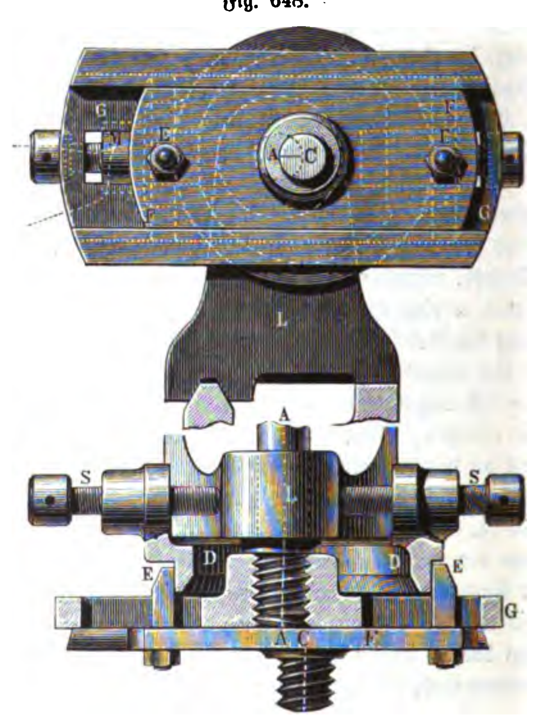
daß sie für jeden Augenblick der vorausgesetzten Bewegung der Stange AB genau gleich und in derselben Linie entgegengesetzt ist, so kommt die Stange dadurch gänzlich in Ruhe, und das bisher ruhend gedachte Axenkreuz nimmt eine solche Bewegung an, vermöge deren sich dasselbe mit den beiden Geraden CC_1 und DD_1 stets durch die beiden nunmehr festen Punkte A und B hindurchzieht. Es ist diese Bewegung, wie man leicht ersieht, übereinstimmend mit dem Rollen des äußeren Kreises K um den festliegenden R, für welche Bewegung sich nun ganz ähnliche Betrachtungen anstellen lassen, wie für die zuerst angenommene Bewegung der Stange AB in dem festen Axenkreuze CD. Es wird z. B. bei der Bewegung des Axenkreuzes um die feste Stange jede solche Ellipse wie E ihrem ganzen Verlaufe nach durch denjenigen Punkt hindurchgezogen, der bei der Umkehrung dieses Getriebes, d. h. bei der Bewegung der Stange in dem festen Axenkreuze, diese Ellipse beschreibt. Für den Mittelpunkt der Stange M gehen diese Ellipsen in den Kreis um O und für die Endpunkte A und B in die geraden Linien CC_1 und DD_1 über. Auf dieser Eigenthümlichkeit des betrachteten Getriebes beruht nun das erwähnte Ovalwerk, das im wesentlichen in einer solchen Anordnung besteht, vermöge deren das abzudrehende Arbeitsstück mit einem Kreuze von zwei zu einander senkrechten Führungen verbunden ist, die bei der Umdrehung des Arbeitsstückes durch zwei feste Punkte wie A und B im Abstande $2r$ von einander hindurchgezogen werden. In Folge dessen muß eine irgendwo fest angebrachte Stichelspitze an dem Arbeitsstücke eine elliptische Furche erzeugen, deren Lage und Abmessungen von der Lage des Stichels gegen die beiden festen Führungspunkte A und B abhängen.

Um diese Bedingungen zu erfüllen, hat man dem Ovalwerk die folgende, aus Fig. 648 (a. f. S.) ersichtliche Einrichtung gegeben. Auf das an dem vorderen Ende der Drehbankspindel A angebrachte Schraubengewinde ist nach Art der Futter die Platte G geschraubt, die auf ihrer vorderen Fläche mit einer prismatischen Führung versehen ist, in der ein besonderes Schieberstück F gleiten kann. Dieser Schieber F dient zur Aufnahme des Arbeitsstückes, zu welchem Ende die in der Mitte des Schiebers vorhandene Schraube dient, auf welche in gewöhnlicher Weise ein zur Befestigung des Arbeitsstückes geeignetes Futter geschraubt werden kann. Um den Schieber mit dem daran befestigten Arbeitsstücke in der prismatischen Führung von G zu verschieben, sind an dem Schieber zwei das Stück G durchsetzende Ansätze oder Backen E angebracht, welche einen kreisförmigen Ring D stets von außen berühren der hinterhalb an dem Spindelstocke der Drehbank unwandelbar befestigt ist. Diesem Ringe D kann durch die beiden gegenüber liegenden Stellschrauben S innerhalb gewisser Grenzen eine beliebige excentrische Stellung gegen die Drehbankspindel A gegeben werden, so daß der Mittelpunkt C dieses Ringes von der Axe A der Spindel den

festen Abstand $A\,C$ hat, welcher der Länge $2\,r$ der Stange AB in Fig. 647 entspricht.

Hiernach nimmt das mit dem Schieber verbundene Arbeitsstück bei der Umdrehung der Drehbankspindel eine Bewegung an, vermöge deren es genöthigt ist, sich mit zwei zu einander senkrechten Geraden durch die beiden festen Punkte zu verschieben, die durch die Mitte A der Drehbankspindel und durch diejenige C des Ringes D dargestellt sind. Während nämlich die Mittellinie des Schiebers F bei dessen Gleitung in dem Führungsstück G

Fig. 648.



immer durch die Axe A der Drehbankspindel hindurchgeht, ist die dazu senkrechte, zu den beiden Backen E parallele Mittellinie stets durch die Mitte C des festen Ringes gerichtet.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß ein im Support der Drehbank festgehaltener Stichel das Arbeitsstück nach einer Ellipse bearbeitet, wobei das Folgende zu bemerken ist. Wenn durch die Handhabung des Supports der Stichel bei der Bearbeitung eines plattenförmigen Körpers, etwa eines Bilderrahmens, senkrecht zur Spindel hin verschoben wird, so haben alle von der Schneide in deren verschiedenen Abständen von der Spindelaxe erzeugten

Ellipsen den Unterschied der Halbaxen gemeinsam gleich der Entfernung von A und C. Die Richtung der Hauptaxen dieser gedachten Ellipsen ist dabei nur unter der Voraussetzung übereinstimmend, daß die Verschiebungsrichtung des Stichels genau mit der geraden Verbindungslinie AC zusammenfällt, wozu also in Folge der Einrichtung des Supports erforderlich ist, daß diese Verbindungslinie AC horizontal ist, und daß der Stichel genau in die Höhe der Spindel eingestellt wird. Würde diese Bedingung nicht erfüllt sein, so würden die Hauptaxen der verschiedenen, von dem Stichel erzeugten Ellipsen nicht in dieselbe Richtung fallen, wie man aus der Fig. 647 leicht erkennt. Stellt nämlich hierin A die Spindel und B die Mitte des um die Größe $2r$ excentrisch dazu gestellten Führungsringes vor, so beschreibt eine in der geraden Linie AB befindliche Schneide, wie z. B. E_2, eine Ellipse, deren große Hauptaxe in die Richtung CC_1 fällt. Verschiebt man den Stichel alsdann nach einem Punkte außerhalb AB, etwa nach G, so fällt die Hauptaxe nach dem Vorhergehenden in die Richtung LL_1, und es hat sich die Lage der Hauptaxen daher während der Verschiebung des Stichels von E_2 nach G fortwährend geändert. Hieraus ergiebt sich die angegebene Bedingung.

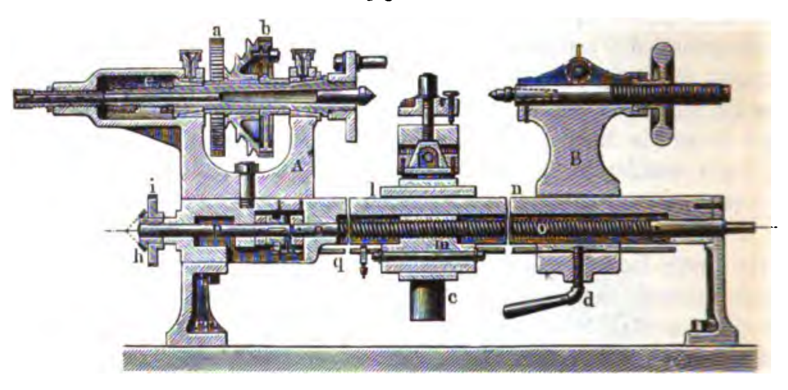
In Folge der gedachten Eigenschaft der betrachteten Vorrichtung, wonach alle an einem Arbeitsstücke sich bildenden Ellipsen denselben Unterschied der Halbaxen zeigen, erscheint in gewissen Fällen die Form der herzustellenden Gegenstände wenig gefällig, besonders dann, wenn der Abstand des Stichels von der Spindel bedeutend verändert werden muß, wie dies etwa bei breiten Bilderrahmen der Fall ist, bei denen die innere Form eine sehr lang gestreckte Ellipse wird, während der äußere Umfang sich der Kreisform nähert.

Es ist ersichtlich, daß bei der im Vorstehenden vorausgesetzten Benutzung des Ovalwerkes die Herstellung von Gegenständen durch Freidrehen im Auge gehalten wurde. Wenn es sich dagegen um die Anfertigung von längeren, etwa stangenförmigen Gegenständen elliptischen Querschnittes handeln würde, so müßten dazu zwei übereinstimmende Ovalwerke in Anwendung gebracht werden, von denen das zweite an dem Reitstocke befindliche das andere Ende des Gegenstandes aufzunehmen hätte.

§. 177. **v. Pittler's Drehbank.** Unter dem Namen Universal-Werkzeugmaschine ist neuerdings eine Drehbank von W. v. Pittler eingeführt worden, die sich in mehreren Punkten von der gebräuchlichen Ausführungsart der oben besprochenen Drehbänke vortheilhaft unterscheidet, und die zur Ausführung der verschiedensten Dreherarbeiten bequem verwendet werden kann, so daß deren Erwähnung hier gerechtfertigt erscheint. Wie aus der Fig. 649 (a. f. S.) zu ersehen ist, zeigt diese Maschine in A einen Spindel-

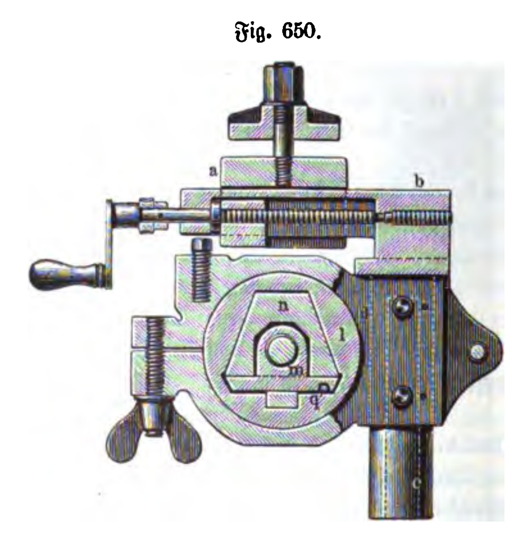
stock von ähnlicher Einrichtung, wie bei den gewöhnlichen Drehbänken, und ebenso ist der Reitstock B im allgemeinen mit denen der bisher besprochenen Drehbänke übereinstimmend. Eine wesentliche Abweichung zeigt dagegen das

Fig. 649.



Bett, welches hier durch ein einziges Prisma von trapezförmigem Querschnitt, Fig. 650, gebildet wird, dessen Höhlung eine Leitspindel o aufnimmt. Auf diesem Prisma kann der dasselbe umfangende Reitstock B verschoben und an beliebiger Stelle durch die Druckschraube d festgestellt werden, während der Spindelstock seine Stellung am linken Ende unverrückt beibehält. Die Spindel trägt die gewöhnlichen Stufenscheiben, die für die Verwendung zu leichteren Arbeiten für Schnurbetrieb eingerichtet sind, auch sind die Zahnräder für das übliche doppelte Vorgelege in a und b angegeben. Die Spindel ist übrigens der Länge nach durchbohrt, ebenso wie auch der hintere Druckbolzen, um längere stabförmige Arbeitsstücke bequem einführen zu können, wie dies bei den zur Herstellung von Schrauben dienenden Drehbänken in der Regel der Fall ist.

Fig. 650.



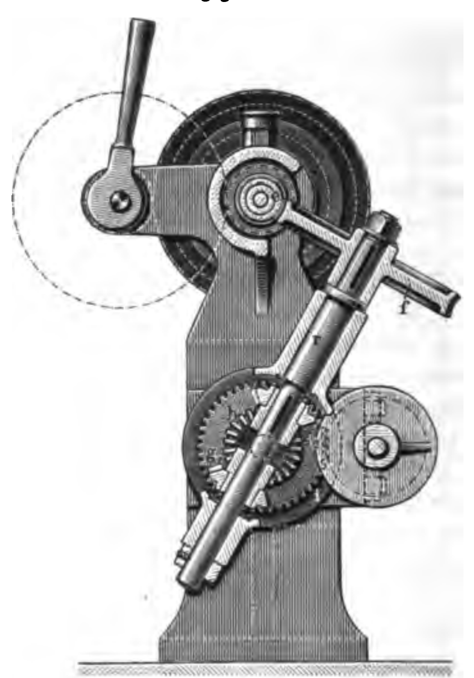
Eigenthümlich und von der gewöhnlichen Ausführung abweichend ist der Support gestaltet, wie aus Fig. 650 hervorgeht. Hiernach ist der den Stichel aufnehmende Halter oder das Stichelgehäuse *a* auf einem prismatischen Arme *b* von gleichfalls trapezförmigem Querschnitte verschiebbar angeordnet, und zwar kann die Verschiebung durch die in diesem Arme gelagerte Schraubenspindel in ähnlicher Art wie bei den bisher besprochenen Querschlitten geschehen. Dieser Arm *b* selbst, der dem Querprisma des gewöhnlichen Supports entspricht, ist mit dem cylindrischen Schafte *c* in eine passende Bohrung des Stückes *d* gesteckt, das wieder mit einer cylindrischen Bohrung auf dem Schlittenstücke *l* befindlich ist, welches sich auf dem Bettprisma *n* der Länge nach verschieben läßt. Offenbar gestattet die cylindrische Form von *c* und *l*, daß sowohl das Querprisma *b* beliebig gegen die Längsrichtung der Drehbank geneigt werden kann, wie auch, daß man den ganzen Support um das Schlittenstück *l* und damit um die Axe der Drehbank drehen kann. Die Befestigung geschieht in beiden Fällen durch Festklemmen, zu welchem Zwecke sowohl das Auge *d* für den Schaft *c*, wie auch der das Schlittenstück *l* umfangende Ring geschlitzt und mit den erforderlichen Druckschrauben versehen sind.

Zur Längsbewegung des Supports ist das Schlittenstück *l* im Inneren mit einer Mutter *m* versehen, die von der Leitspindel bewegt wird, sobald man dieselbe umdreht. Diese Umdrehung kann durch eine auf das vierkantige Ende der Spindel gesteckte Handkurbel oder auch selbstthätig von der Drehbankspindel aus in folgender Weise bewirkt werden. Eine in der Richtung der Leitspindel *o* gelagerte kurze Axe *p* kann durch eine ausrückbare Zahnkuppelung *k* mit der Leitspindel gekuppelt werden, die dann von ihr mitgenommen wird, sobald sie von der Drehbankspindel eine Umdrehung erhält. Um dies zu erzielen, trägt die Axe *p* auf dem freien Ende das kleine Kegelrad *h*, in welches eins der beiden gleichen Räder eingreifen kann, die auf einer Zwischenaxe *r*, Fig. 651 (a. f. S.), angebracht sind. Diese beiden Räder g_1 und g_2 bilden ein Stück, das auf der Zwischenaxe verschieblich ist und von dieser letzteren mittelst Nuth und Feder mitgenommen wird, wenn die Zwischenaxe *r* umgedreht wird. Die Bewegungsübertragung auf diese Zwischenaxe erfolgt von der Drehbankspindel aus durch eine Schraube ohne Ende *e*, die in das Schneckenrad *f* auf *r* eingreift. Man ersieht hieraus, daß der Support nach der einen oder anderen Richtung verschoben wird, je nachdem das eine oder andere der beiden Kegelräder g_1 und g_2 mit *h* in Eingriff gebracht wird, und daß die Bewegung unterbrochen werden kann durch Ausrückung der Zahnkuppelung *k* zwischen der Axe *p* und der Leitspindel *o*. Um hierbei die Fortrückgeschwindigkeit des Supports zu verändern, kann man verschieden große Schneckenräder *f* auf die Zwischenaxe setzen, und es ist, um den Eingriff derselben mit der

Schraube auf der Drehbankspindel stets zu erzielen, die Zwischenaxe r in einem um die Axe p drehbaren Bügel gelagert, der in der erforderlichen Stellung festgestellt werden kann.

Diese Einrichtung gestattet die Herstellung von Schraubengewinden in einfacherer Art, als dies nach dem Vorhergehenden mittelst der Wechselräder (§. 171) geschehen kann, indem man nur nöthig hat, für jede gewünschte Steigung des zu erzeugenden Schraubengewindes das betreffende Schneckenrad auf die Zwischenaxe zu setzen. Wenn dasselbe z Zähne hat, also bei z Umdrehungen des Arbeitsstückes einmal umläuft, so ergiebt sich für die Steigung der zu erzeugenden Gewinde die Größe $\frac{1}{z} l = s$, wenn l die Steigung der Leitspindel bedeutet. Bei den Drehbänken dieser Art sind die Verhältnisse der Leitspindel so gewählt, daß jedes der vorhandenen Schneckenräder Schrauben zu erzeugen gestattet, die für einen englischen Zoll halb so viele Gewindegänge zeigen, als die Zähnezahl des Schneckenrades angiebt. Da hierfür eine fünfgängige Schnecke verwendet wird, so ergiebt sich die erforderliche Steigung der Leitschraube aus der Gleichung $\frac{5 l}{z} = \frac{2''}{z}$ zu $l = 0{,}4''$ englisch. Bei dieser Einrichtung hat man daher so viele Schneckenräder nöthig, als verschiedene Gewinde zu schneiden sind, und es ist natürlich die Verschiedenheit der überhaupt möglichen Steigungen bei weitem nicht so groß, wie bei der Anwendung einer gleich großen Anzahl von Wechselrädern nach §. 171 erreichbar ist, doch genügt die hier angegebene, durch größere Einfachheit ausgezeichnete Einrichtung für die gewöhnlichen Bedürfnisse der Praxis, wo es hauptsächlich darauf ankommt,

Fig. 651.

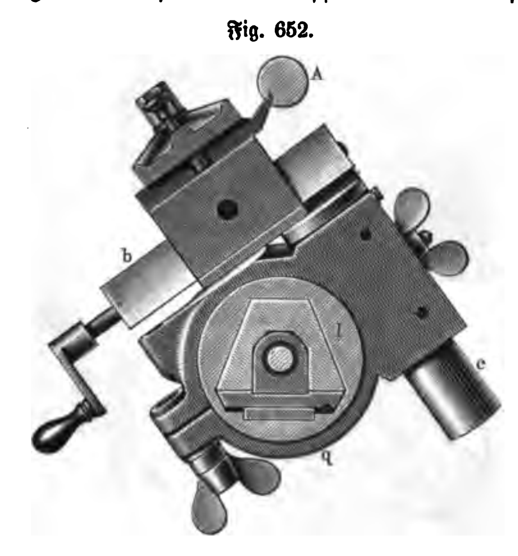


die Schraubengewinde des Whitworth'schen Systems (s. weiter unten) herzustellen.

Die hier beschriebene selbstthätige Längsbewegung des Supports durch die Schnecke *e* und ein passendes Wurmrad kann natürlich auch für das Drehen cylindrischer Gegenstände benutzt werden. Hierfür ist eine selbstthätige Ausrückung der Zahnkuppelung vorgesehen, indem das Schlittenstück *l*, Fig. 649, durch Anstoßen gegen einen Stellring auf der Schubstange *q* diese letztere ihrer Länge nach verschiebt und dadurch die bewegliche Hälfte der Kuppelung von der festen entfernt.

Ein besonderer Vorzug der hier beschriebenen Drehbank besteht darin, daß wegen der Drehbarkeit des Supports um das Bettprisma dem Stichel leicht die für das Drehen geeignete Lage gegeben werden kann, wie aus Fig. 652 ersichtlich ist, welche die Stellung des Supports bei dem Abdrehen eines cylindrischen Bolzens *A* vergegenwärtigt. Es geht daraus hervor, wie man durch Drehen des Ringes *q* um das cylindrische Schlittenstück *l* jederzeit den Stichel in solche Lage bringen kann, daß die der Schneide auf dem Querprisma *b* ertheilte Verschiebung genau durch die Axe des Arbeitsstückes oder um einen bestimmten Betrag ober- oder unterhalb derselben vorbeigeht. Dies ist der Fall nicht nur, wenn das Querprisma *b* senkrecht zur Längsrichtung der Drehbank steht, sondern auch, wenn man dasselbe durch Drehung des Schaftes *c* in dem Auge *d* in eine schräge Stellung bringt, wie sie zum Abdrehen eines conischen Arbeitsstückes nöthig ist.

Fig. 652.

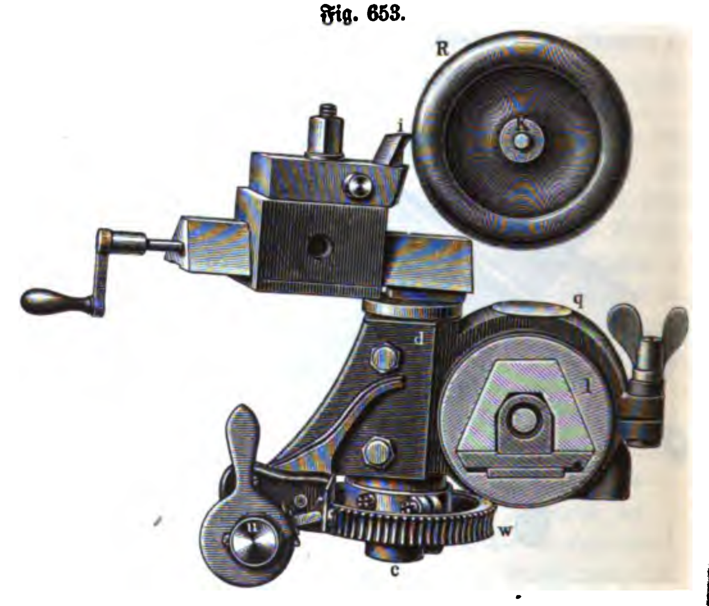


In welcher Weise man ferner die Drehbarkeit des Querprismas *b* um seinen Schaft *c* benutzen kann, um ringförmige Gegenstände mit kreisförmigem Querschnitte zu bearbeiten, geht aus Fig. 653 (a. f. S.) hervor. Hier ist das Auge *d* für den Schaft des Querprismas nach vorn gebracht, und auf dem unteren Theile dieses Schaftes ein Wurmrad *w* befestigt, das durch eine auf der Axe *u* befindliche Schnecke langsam umgedreht werden

kann. Dabei beschreibt die Spitze *i* des Stichels einen Kreisbogen um die Mittellinie des Schaftes *c*, so daß der wulstförmige Rand des Rades *R* genau abgedreht wird.

Stellt man dabei durch Verdrehung des Ringes *q* auf dem Schlitten *l* den Support so, daß die Axe des Schaftes *c* durch die Mitte der Drehbank *M* hindurchgeht, so erzeugt der Stichel eine Kugelfläche, deren Halbmesser gleich dem Abstande der Stichelschneide von der Axe des Schaftes *c* ist, welchem Halbmesser vermittelst der Schraube des Querprismas leicht die gewünschte Größe gegeben werden kann. Setzt man dabei die Stichelschneide auf dem Querprisma über die Axe des Schaftes *c* hinaus nach der

Fig. 653.



entgegengesetzten Seite, so arbeitet der Stichel eine hohle Kugelfläche aus, oder man kann, wenn die Axe des Schaftes *c* seitlich vor der Drehbankspindel vorübergeht, Hohlkehlen von kreisförmigem Querschnitte erzeugen. Damit bei dieser Verwendung der Drehbank zum Drehen von Kugeln und Ringen der Stichel selbstthätig bewegt werde, empfängt die in das Wurmrad *w* eingreifende Schnecke ihre Drehung von der Drehbankspindel aus durch Vermittelung der Axe *p* in Fig. 649, auf der ein Zahnrad *i* dazu dient, eine besondere in der Figur nicht weiter angegebene Hülfsaxe umzudrehen, die mit dem Bolzen *u* für die Schnecke in Fig. 653 durch ein ausdehnsames Kuppelungsstängelchen mittelst zweier Universalgelenke verbunden ist.

Wenn man in das Auge d des Ringes q anstatt des Querprismas eine Handvorlage setzt, so ist die Drehbank zum Drehen aus freier Hand tauglich, ebenso kann man aber auch in dieses Auge eine geeignete Vorrichtung zum Fräsen (s. weiter unten), oder einen Revolversupport einbringen, so daß hieraus eine mannigfache Verwendung der Drehbank zur Herstellung sehr verschiedener Arbeiten folgt. Für die Bearbeitung leichterer Gegenstände in mechanischen Werkstätten stellt daher diese Drehbank ein sehr brauchbares Werkzeug vor.

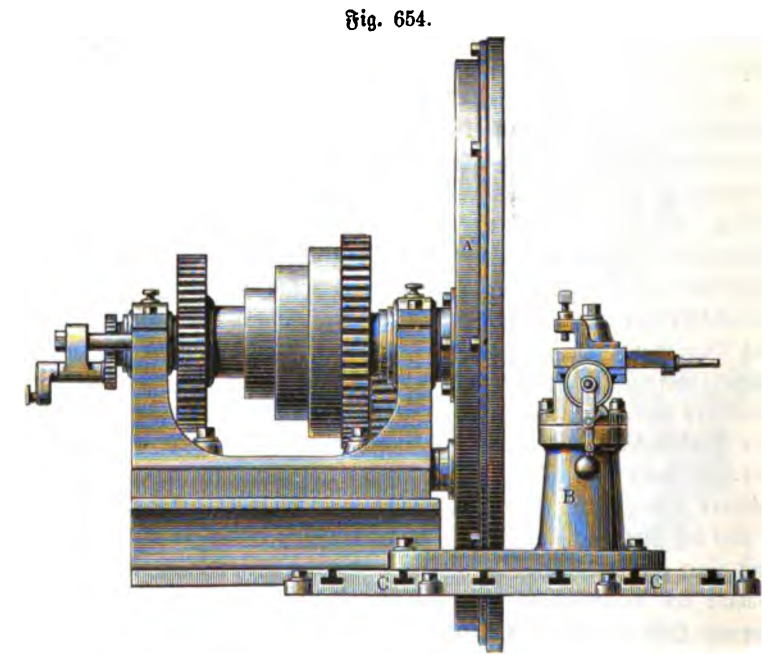
§. 178. **Plandrehbänke.** Da die sogenannte Spitzenhöhe, d. h. die Höhe der Spindel über den Wangen des Bettes den größten Halbmesser der abzudrehenden Gegenstände bestimmt, so würde diese Höhe für die Bearbeitung großer Räder oder Riemscheiben eine so erhebliche werden, daß dabei die Standfähigkeit des Spindelstockes beeinträchtigt werden müßte, was um so bedenklicher erscheint, als gerade bei großen Arbeitsstücken die auftretenden Widerstände den abzuschälenden starken Spänen entsprechend bedeutend ausfallen. Um diesem Uebelstande zu begegnen, hat man daher die Bauart der gewöhnlichen Drehbank etwas geändert dadurch, daß man dem Bette unmittelbar vor dem Spindelstocke auf eine bestimmte geringe Länge eine Durchkröpfung oder Durchbiegung nach unten ertheilt, wodurch man erzielt, daß Gegenstände von größerem Halbmesser, als die Spitzenhöhe ist, noch abgedreht werden können, vorausgesetzt, daß ihre axiale Länge die Länge der gedachten Kröpfung nicht überschreite. Dieses Mittel, das man vielfach bei den Drehbänken der Maschinenwerkstätten findet, kann aber nicht genügen für sehr große Arbeitsstücke, wie z. B. für Schwungräder und große Riemscheiben. Für solche Arbeitsstücke läßt man den Reitstock ganz fort und richtet die Drehbank nur für das Freidrehen ein, indem man die Spindel mit einer großen Planscheibe A, Fig. 654 (a. f. S.), versieht, die zur Aufnahme des abzudrehenden Gegenstandes dient. Um hierbei eine thunlichst geringe Höhe des Spindelstockes zu erhalten, trifft man dabei die Anordnung so, daß die Planscheibe mit dem daran befestigten Arbeitsstücke unterhalb in eine unmittelbar vor dem Spindelstocke angebrachte grubenförmige Vertiefung eintritt.

Der zur Aufnahme des Stichels dienende Kreuzsupport gewöhnlicher Einrichtung wird hierbei in der Regel durch einen Ständer B unterstützt, welcher auf einer vor und neben der besagten Grube befindlichen eisernen Platte an der erforderlichen Stelle durch Schrauben befestigt wird, zu welchem Ende die in der Platte befindlichen Nuthen C ein bequemes Mittel bieten. Zur Umdrehung der Planscheibe von der Spindel aus bedient man sich hierbei meist einer auf der Rückseite der Planscheibe angebrachten Verzahnung, in die ein Zahngetriebe auf einer Vorgelegswelle eingreift, die von

der Spindel aus bewegt wird, wie dies in §. 165 und durch Fig. 586 bereits angegeben wurde. Die Geschwindigkeit der Umdrehung der Spindel muß bei solchen Bänken innerhalb sehr weiter Grenzen veränderlich sein, da es sich hierbei ebensowohl um das Abdrehen des äußeren Umfanges eines solchen Rades, wie um das Ausdrehen oder Ausbohren der Nabe zu handeln pflegt. Ein Abdrehen zwischen Spitzen ist bei solchen Plandrehbänken nicht möglich und in den meisten Fällen auch nicht nöthig.

Derartige Planbänke haben mancherlei Uebelstände. Zunächst ist das Aufbringen großer Gegenstände auf eine solche senkrecht stehende Planscheibe

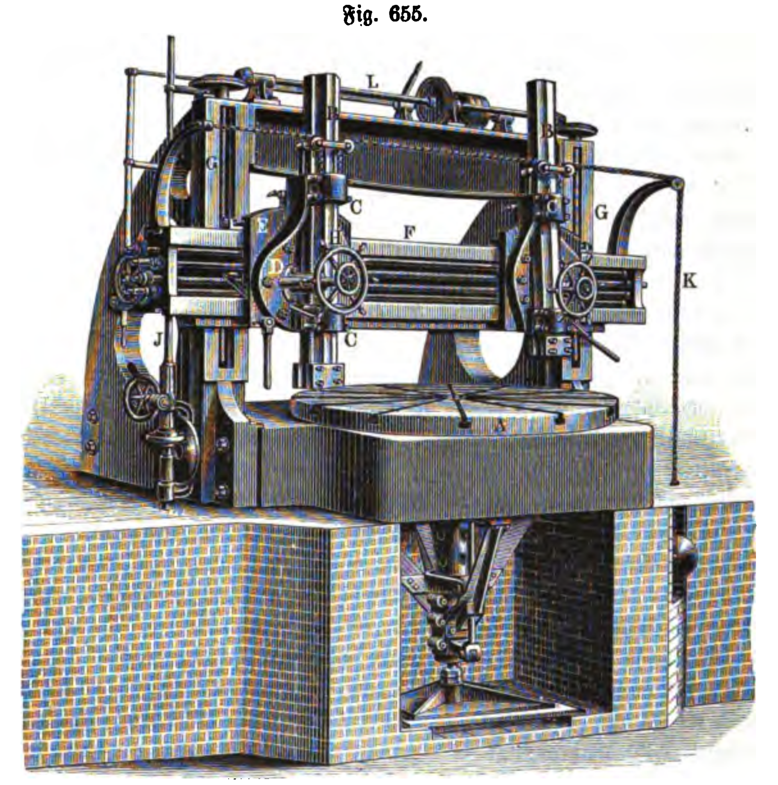
Fig. 654.



schwierig und das genaue Ausrichten zeitraubend. Dann aber wirkt das ganze, oft sehr beträchtliche Gewicht des Arbeitsstückes an einem ziemlich langen Hebelarme auf das freie Ende der Spindel, womit eine Durchbiegung der letzteren verbunden ist, worunter die Genauigkeit der Arbeit leidet. Man hat daher, besonders in amerikanischen Werkstätten, diese Plandrehbänke aufrechtstehend gebaut, so daß die auf einer senkrechten Spindel angebrachte Planscheibe wegen ihrer wagrechten Lage in geringer Höhe über dem Fußboden ein bequemes und sicheres Aufbringen und Ausrichten des Werkstückes zuläßt, und die Spindel durch das Eigengewicht der Planscheibe nicht auf Biegung beansprucht wird.

Eine solche aufrechte Drehbank der Niles Tool Works in Hamilton, Ohio, ist durch Fig. 655 verdeutlicht. Die Planscheibe *A* ist auf dem oberen Ende einer senkrechten Spindel befestigt, die in einer Grube unterhalb in einem Halslager geführt und durch eine Stahlspur unterstützt wird. Für kleinere Arbeiten nimmt dieser Spurzapfen das Gewicht der Planscheibe auf, während bei der Bearbeitung schwerer und großer Gegenstände das Spurlager in geringem Betrage gesenkt wird, so daß die Planscheibe sich

Fig. 655.



leicht auf eine in der Nähe des äußeren Umfanges unter ihr angebrachte ringförmige Führung stützt. Zur Umdrehung der Scheibe dient ein an ihrer Unterseite angebrachter innerer Zahnring, in den ein Getriebe auf einer stehenden Welle eingreift, die durch Vermittelung conischer Räder von einer in der Figur nicht sichtbaren Stufenscheibe gedreht wird.

Zur Aufnahme der Stichel sind zwei starke Werkzeughalter *B* vorgesehen, die in genauen Führungen *C* ihrer Länge nach verschoben werden können. Diese Führungslager jedes Werkzeughalters befinden sich in einer Platte *D*,

die eine gewisse Aehnlichkeit mit der bei den Hobelmaschinen als Lyra bezeichneten Platte hat, und auch wie diese an dem Schlittenstücke *E* drehbar befestigt ist, das auf einem Querprisma *F* sich verschieben läßt. Auch in Betreff der Einrichtung dieses Querbalkens *F* und dessen Verschiebung an den Verticalständern *G* mit Hülfe zweier Schraubenspindeln ist die Uebereinstimmung mit den entsprechenden Theilen bei Tischhobelmaschinen unverkennbar, und es mag hierfür auf die Beschreibung in §. 151 verwiesen werden. In dem Querbalken sind zwei Schraubenspindeln für die Horizontalbewegung der Schlitten und Stichel angebracht, während zwei genuthete Wellen die Verschiebung der Stichelträger in ihrer Längsrichtung in derselben Weise ermöglichen, wie sie durch Fig. 554 erläutert wurde, und zwar kann wie dort diese Verschiebung selbstthätig in der Richtung der Barren *B* erfolgen, sowohl bei senkrechter wie schräger Stellung derselben.

Hierdurch ist die Möglichkeit geboten, jedes der beiden Werkzeuge unabhängig von dem anderen nach der einen oder anderen Richtung zu bewegen, und um diese Fortrückung selbstthätig zu machen, dient die stehende Hülsaxe *J*, die von einer liegenden Zwischenwelle vermittelst zweier Frictionsscheiben umgedreht wird, wobei durch eine Verschiebung der auf dieser stehenden Axe angebrachten Reibungsscheibe die Geschwindigkeit der Fortrückbewegung jederzeit nach Belieben verändert werden kann. Außerdem läßt sich jeder einzelne Barren behufs eines schnellen Zurückziehens auch mittelst eines in die gezahnte Barre eingreifenden Triebrades durch das Handrad *H* bewegen.

Wie aus der Figur ersichtlich ist, dient ein an der Kette *K* hängendes Gewicht dazu, das Eigengewicht der beiden Barren *B* zu tragen, zu welchem Ende diese Kette an jeder Barre über drei Rollen geführt ist, von denen zwei fest an dem Führungsstück angebracht sind, während die dritte zwischen ihnen befindliche als lose Rolle mit der Barre verbunden ist. Durch diese Anordnung wird das zur Ausgleichung erforderliche Gegengewicht auf die Hälfte des sonst nöthigen Betrages verringert, auch wird die Ausgleichung durch die seitliche Verschiebung der Barren oder durch die schräge Stellung derselben nicht beeinträchtigt.

Die senkrechte Verschiebung des Querträgers *F* an den Ständern *G* mittelst der beiden in den letzteren befindlichen Schraubenspindeln kann bei dieser Maschine ebenfalls selbstthätig vorgenommen werden, zu welchem Ende die auf dem Querriegel des Gestelles gelagerte Welle *L*, die durch Kegelräder die Schraubenspindeln in den Ständern umdreht, von einer Vorgelegswelle aus bewegt wird, die durch zwei Riemen, einen offenen und einen gekreuzten nach Belieben links- oder rechtsum gedreht werden kann.

Diese Maschinen dienen nicht bloß zum Abdrehen und Ausbohren sehr großer Arbeitsstücke, sondern sie können auch verwendet werden, um eine

größere Anzahl von kleineren auf die Planscheibe geschraubten Gegenständen gleichzeitig zu bearbeiten. Auch hat man diese Maschinen mit Einrichtungen versehen, die ein Abdrehen von Riemscheiben in der Art gestalten, daß die Scheiben nach ihrer Ausbohrung auf Bolzen oder Dornen befestigt und auf denselben zwischen Spitzen abgedreht werden können, um die Spannung zu vermeiden, die in solchen Scheiben in den nur dünnen Armen und Kränzen entsteht, sobald man sie durch Spannkloben mit der Planscheibe verbindet. Zu dem Behufe erhält die Planscheibe in ihrer Mitte einen Kerner, und man bringt an dem Querprisma einen besonderen, gleichfalls mit Kerner versehenen Schlitten an, der genau über die Mitte gestellt, die Stelle des Reitstockes vertritt.

Diese Maschinen, die man für Arbeitsstücke bis zu 8 Meter Durchmesser ausführt, haben in den Vereinigten Staaten von Amerika eine große Verbreitung gefunden.

Cylinderbohrmaschinen. Mit dem Abdrehen der Gegenstände auf der Drehbank hat das Ausbohren von Cylindern im Inneren eine gewisse Aehnlichkeit insofern, als hierbei ebenfalls durch einen oder mehrere nach Art der Drehmeißel geformte Stichel das Abschälen von Spänen in derselben Art, wie bei dem Drehen stattfindet. Ein wesentlicher Unterschied besteht jedoch darin, daß bei dem Ausbohren von Cylindern die drehende Arbeitsbewegung immer dem Werkzeuge mitgetheilt wird; auch empfängt dasselbe fast immer die langsame Verschiebung behufs der Spanversetzung, so daß das Arbeitsstück bei diesen Maschinen vollkommen unbeweglich ist. Nur bei dem Ausbohren kleinerer Cylinder bedient man sich zuweilen einer Drehbank oder ähnlichen Maschine von solcher Einrichtung, daß der zu bearbeitende Cylinder der Länge nach verschoben wird. Zu dem Zwecke befestigt man bei Drehbänken den auszubohrenden Cylinder auf der Grundplatte des Supports, die durch die Leitspindel langsam verschoben wird, während die arbeitende Schneide, das Bohrmesser, mit einer starken, zwischen die Spitzen gespannten Stange, der Bohrstange, fest verbunden an deren Umdrehung Theil nimmt. Diese Anwendung der Drehbank als Cylinderbohrmaschine muß aber als ein Nothbehelf angesehen werden, der nur für kleine Cylinder anwendbar ist, da die ganze Einrichtung der Drehbank für eine derartige Verwendungsart von vornherein überhaupt nicht berechnet ist. Auch haftet dieser gedachten Art des Ausbohrens der große Uebelstand an, daß die besagte Bohrstange dabei eine große Länge erhalten muß, die mindestens gleich der doppelten Länge des auszubohrenden Cylinders zu bemessen ist, und da der Druck gegen die Schneide diese Stange in ihrer Mitte angreift, so wird die Genauigkeit der Arbeit durch die Durchbiegung beeinträchtigt, welche die Stange unter dem Drucke der Schneide erfährt.

§. 179.

Die eigentlichen Cylinderbohrmaschinen werden je nach Stellung der Cylinder während des Bohrens als liegende oder stehende bezeichnet; stehende werden in der Regel für die größeren Cylinder und die liegenden für geringere Abmessungen verwendet. Es ist übrigens für die erhaltene Arbeit nicht gleichgültig, ob der auszubohrende Cylinder in wagrechter oder senkrechter Stellung dem Ausbohren unterworfen wird; es kommt dabei darauf an, welche Aufstellung der Cylinder später erhält, wie man sich durch folgende Betrachtung deutlich macht. Gesetzt, ein großer Cylinder sei in senkrechter Stellung genau cylindrisch ausgebohrt, so daß er im Inneren genau rund, d. h. von genau kreisförmigem Querschnitte ist, so wird diese Querschnittsform nicht mehr genau vorhanden sein, sobald dieser Cylinder in wagrechte Lage gebracht wird, wie es der Fall ist, wenn er zu einer liegenden Maschine bestimmt ist. In dieser wagrechten Stellung wird nämlich durch das Eigengewicht in dem Cylinder das Bestreben hervorgerufen, einen mehr ovalen Querschnitt anzunehmen. Ebenso kann man bemerken, daß ein in wagrechter Lage genau rund ausgebohrter Cylinder den genauen kreisförmigen Querschnitt einbüßen muß, sobald er aufrecht gestellt wird, und also nunmehr die Querschnittsform nicht mehr in der Weise durch das Eigengewicht beeinflußt wird, wie es während des Ausbohrens der Fall war. Wenn auch die durch das Eigengewicht veranlaßten Formänderungen in den meisten Fällen nur gering sein werden und insbesondere bei kleinen Cylindern kaum bemerkt werden dürften, so müssen diese Formänderungen doch in dem Maße merklicher werden, wie der Durchmesser größer ist, um so mehr als die Wandstärken der Cylinder in der Regel nicht in demselben Verhältnisse größer genommen werden, wie die Cylinderdurchmesser. Man hat daher wohl als Regel aufgestellt, man solle die Cylinder so ausbohren, wie sie später aufgestellt werden, also die Cylinder liegender Maschinen auf liegenden und diejenigen stehender Maschinen auf stehenden Bohrmaschinen, ohne daß man jedoch immer in der Lage sein wird, diese Regel streng zu befolgen.

Bei allen hier in Betracht kommenden Maschinen handelt es sich zunächst darum, den auszubohrenden Cylinder möglichst starr und unverrückbar auf dem festen Gestell aufzustellen, wobei gleichzeitig eine thunlichst centrische Ausrichtung vorzunehmen ist, damit beim Ausbohren der abzuschälende Span ringsum möglichst dieselbe Stärke erhält. Für die stehend zu bohrenden Cylinder begnügt man sich hierbei mit einer Befestigung des unteren Endes oder Flansches, da eine Befestigung auch des oberen Endes mit großen Schwierigkeiten verknüpft sein würde, und da die Cylinder auch meistens in sich ein hinreichend großes Widerstandsmoment gegen Erzitterungen haben.

Ganz besondere Sorgfalt hat man auf die Ausführung und Stärkenbemessung der Bohrstange zu verwenden. Dieselbe muß stark genug sein, um sich unter dem auf sie ausgeübten Widerstande nicht merklich durchzu-

biegen; aus demselben Grunde wird man die Unterstützungen dieser Stange in so geringer Entfernung von einander anordnen wie möglich, und für eine vorzügliche Führung in den unterstützenden Lagern sorgen, auch einem etwa durch die Abnutzung eingetretenen Schlottern der Stange in ihren Lagern durch geeignete Nachstellvorrichtungen begegnen.

Nur selten und etwa nur bei den kleinsten Cylindern bedient man sich eines einzigen Stichels; man pflegt vielmehr immer mehrere Schneiden oder Bohrmesser mit der Bohrstange zu verbinden, zu welchem Ende dieselbe in der Regel mit einem scheibenförmigen Bohrkopfe versehen wird, der an seinem Umfange die einzelnen Messer ringsum in gleichmäßiger Vertheilung enthält. Hierdurch wird die Bohrstange vor einem einseitig auf sie wirkenden Drucke möglichst bewahrt und von einem solchen nur insofern beansprucht, als die Widerstände der einzelnen Messer nicht sämmtlich von gleicher Größe sind. Dabei ist es vielfach gebräuchlich, eine ungerade Anzahl von Messern in dem Bohrkopfe anzuordnen, damit nicht zwei Messer diametral gegenüber befindlich sind, weil von einer solchen Angriffsweise befürchtet werden muß, daß bei einem übermäßig großen Widerstande, den ein Messer an einer besonders harten Stelle findet, das gegenüberstehende Messer zu einem zu tiefen Einschneiden veranlaßt werden könnte.

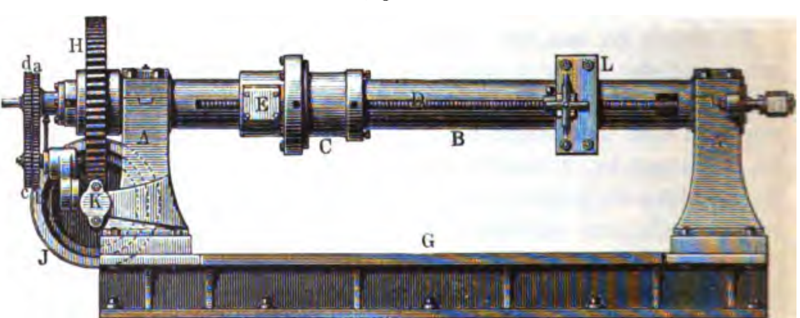
Die Stärke der von den einzelnen Messern abzuschälenden Späne wird aus begreiflichen Gründen immer nur eine verhältnißmäßig geringe sein können, denn abgesehen davon, daß bei dem Abschälen sehr starker Späne wegen der dabei auftretenden stärkeren Erzitterungen des Arbeitsstückes wie des Werkzeuges die Genauigkeit der Arbeit leidet, hat man zu bedenken, daß der auszubohrende Cylinder durch die an dem Umfange des Bohrkopfes ausgeübten Kräfte einer erheblichen Torsion ausgesetzt ist, die in der Regel eine viel größere Anstrengung in der Cylinderwandung erzeugt, als sie bei dem späteren Betriebe der Dampf- und Gebläsemaschinen durch den im Inneren vorherrschenden Druck herbeigeführt wird.

Behufs der Versetzung des Bohrmessers nach der Axenrichtung des zu bohrenden Cylinders macht man entweder die mit dem Bohrkopfe ein zusammenhängendes festes Stück bildende Bohrstange in ihren Lagern verschieblich, oder man verschiebt den Bohrkopf auf der Bohrstange, welche letztere Anordnung die gebräuchlichere ist. Die Verschiebung geschieht immer durch eine Schraubenspindel, die bei einem verschieblichen Bohrkopfe im Inneren der Bohrstange gelagert, an deren Umdrehung theilnimmt und deren Mutter mit dem Bohrkopfe verbunden ist. Eine Verschiebung des letzteren auf der sich drehenden Bohrstange wird dabei dadurch erreicht, daß man durch ein geeignetes Getriebe die Schraubenspindel mit etwas größerer oder kleinerer Geschwindigkeit umdreht, als die Bohrstange und die Schraubenmutter, so daß die Verschiebung gemäß der Differenz der beiden Umdrehungen erfolgt.

Alle diese Bohrmaschinen mit einem die Messer aufnehmenden Bohrkopfe können nur zum Ausbohren cylindrischer Höhlungen benutzt werden, während die Bearbeitung kegelförmiger Flächen nur in einer dem Drehen entsprechenden Weise mittelst eines Messers geschehen kann, das eine gegen die Axe des Arbeitsstückes geneigte Verschiebung erfährt. Doch erfordert es große Aufmerksamkeit, auf diesen Bohrmaschinen einen genauen Cylinder zu bohren, da durch die unvermeidliche Abnutzung der Bohrmesser der Abstand der Schneiden von der Axe sich verkleinert, so daß nur durch sehr genaue Stellung der nach dem Stumpfwerden wieder angeschliffenen Bohrmesser eine möglichst genaue cylindrische Form der ausgebohrten Höhlung erreicht werden kann. Während ein solches Anschleifen bei kleineren Cylindern meist nicht erforderlich ist, da dieselben in kurzer Zeit vollendet werden können, ist dasselbe bei dem Ausbohren größerer Cylinder, die oft mehrere Tage zu ihrer Bearbeitung erfordern, in der Regel nicht zu umgehen.

§. 180. **Liegende Cylinderbohrmaschinen.** Eine liegende Cylinderbohrmaschine ist durch Fig. 656 veranschaulicht, die dem Werke von Hart über

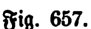
Fig. 656.

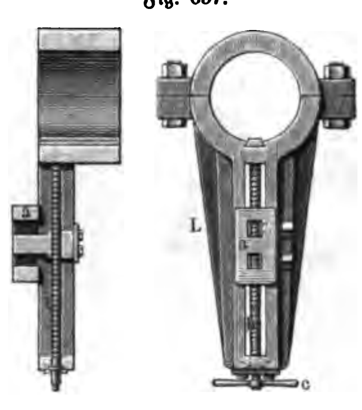


Werkzeugmaschinen entnommen ist. Zur Aufnahme des auszubohrenden Cylinders dient die obere Fläche des gußeisernen Gestelles G, die mit den erforderlichen Durchbrechungen versehen ist, um die zur Befestigung des Cylinders dienenden Schrauben anzubringen. In zwei kräftigen Lagern A ist die starke Bohrstange B gelagert, die äußerlich genau cylindrisch abgedreht ist, um darauf den passend ausgebohrten Bohrkopf C zu verschieben. Zu dieser Verschiebung dient die in der hohlen Bohrstange centrisch angebrachte Schraubenspindel D, deren Mutter E, wie aus der Figur ersichtlich ist, mit dem Bohrkopfe fest verbunden ist, indem dieselbe durch einen Längsschlitz der Bohrstange nach außen tritt. Entsprechende Oeffnungen in dem Bohrkopfe dienen zur Aufnahme der Bohrmesser, die durch Schrauben so festgestellt

werden, daß die Schneiden genau um den Halbmesser der herzustellenden Bohrung von der Axe abstehen.

Die Bohrstange erhält ihre langsame Umdrehung entsprechend der in §. 147 angeführten Umfangsgeschwindigkeit der Schneiden von einer durch die Stufenscheiben J angetriebenen Schraube ohne Ende K, die in das auf der Bohrstange befestigte Schneckenrad H eingreift. Um zur Längsschiebung des Bohrkopfes die Schraubenspindel D umzudrehen, dient ein sogenanntes Differentialräderwerk von folgender Einrichtung. An dem Ende der Bohrstange ist auf dieser das Stirnrad a befestigt, das in ein anderes Rad b eingreift, welches mit einem dritten Rade c fest verbunden sich mit diesem lose um seine Axe drehen kann. Endlich steht das Rad c mit einem vierten Rade d im Eingriffe, das auf der Schraubenspindel D befestigt ist. Vermöge dieser schon in Th. III, 1 besprochenen Einrichtung macht die Schraubenspindel bei einer Umdrehung der Bohrstange B $\frac{a}{b}\frac{c}{d}$ Umdrehungen nach derselben Richtung, wenn unter a, b, c, d die Zähnezahl oder die Halbmesser der gleich bezeichneten Räder verstanden werden. Die relative Drehung der Schraube gegen die Mutter ergiebt sich daher zu





$$w = 1 - \frac{a}{b}\frac{c}{d} \text{ Umdrehungen,}$$

wodurch eine Längsverschiebung des Bohrkopfes erzielt wird, die durch $s = \left(1 - \frac{a}{b}\frac{c}{d}\right) h$ gegeben ist, unter h die Steigung der Schraubenspindel verstanden. Die Zähnezahlen von a und d, sowie die von b und c sind nur wenig von einander verschieden, so daß die Verschiebung des Bohrkopfes bei jeder Umdrehung der Bohrstange oder bei einem Schnitte jedes Messers nur gering ist. Hat man z. B. die Zähnezahlen $a = 60$, $b = 64$, $c = 52$ und $d = 53$, und hat die Schraubenspindel eine Steigung von $h = 7$ mm, so ergiebt sich die Verschiebung für jede Umdrehung zu

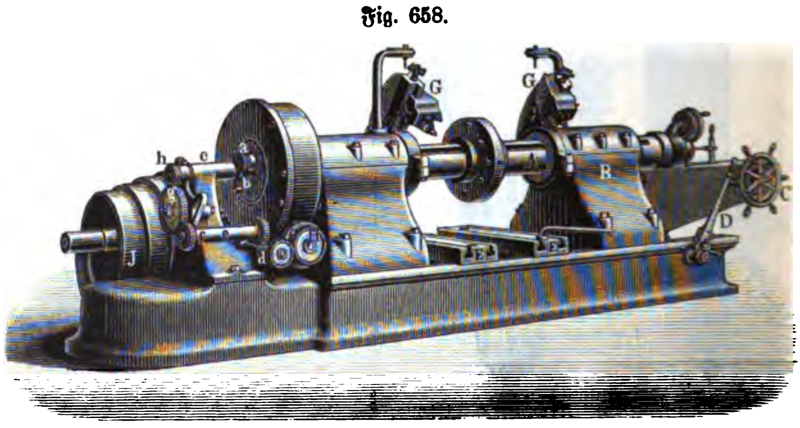
$$s = \left(1 - \frac{60}{64}\frac{52}{53}\right) 7 = (1 - 0{,}920)\ 7 = 0{,}08 . 7 = 0{,}56 \text{ mm.}$$

Auf der Bohrstange kann außerdem noch an beliebiger Stelle ein Arm L befestigt werden, mittelst dessen die Flanschen oder Stirnflächen der Cylinder eben gedreht werden können. Zu diesem Zwecke ist dieser Arm, Fig. 657,

zu einer prismatischen Führung gestaltet, auf welcher ein Stichelhalter *a* verschieblich ist, der zur Aufnahme des Stichels zum Abdrehen der besagten Flächen dient. Dieses Abdrehen erfolgt daher entgegen demjenigen auf der Drehbank durch die Umdrehung des Stichels an dem festliegenden Arbeitsstücke, also in derselben Weise wie das Ausbohren. Um hierbei den Stichel senkrecht zur Axe des Cylinders selbstthätig zu verschieben, dient in einfacher Weise ein auf die Schraubenspindel *b* des Armes gesteckter Stern *c*, der bei jedem Umgange durch Anstoßen eines seiner Arme gegen einen festen Anstoßknaggen entsprechend gedreht wird, wodurch der Stichel verschoben wird. Es ist dies einer der seltenen Fälle, wo man bei dem Abdrehen oder Bohren das Werkzeug schrittweise fortrückt; man wählt hier diese Art der Schaltung wegen ihrer leichten Ausführung.

Bei dieser Maschine ist es erforderlich, um einen Cylinder einbringen oder herausnehmen zu können, die Bohrstange nach Abnahme der Lagerdeckel zu

Fig. 658.



entfernen, ein Uebelstand, der mit der durch Fig. 658 dargestellten Maschine von Niles in Hamilton nicht verbunden ist. Bei dieser Maschine ist die Bohrstange *A* in einem dem Reitstocke der Drehbank entsprechenden Ständer *B* geführt, und kann durch denselben nach rechts herausgezogen werden, wozu eine Zahnstange dient, die mit dem Ende der Bohrstange verbunden ist und in die ein durch das Handrad *C* umzudrehendes Zahnrad eingreift. Auch der besagte Reitstock *B* kann mittelst einer Zahnstange durch den Schalthebel *D* je nach der Länge des zu bohrenden Cylinders verstellt werden, ebenso können die zur Aufnahme des Arbeitsstückes dienenden Stützplatten *E* der Länge nach versetzt werden. Zum Abdrehen der Cylinderflanschen sind hier zwei Arme *G* vorgesehen, die erforderlichenfalls mit der Bohrstange fest verbunden oder von ihr gelöst werden können. Diese Arme

zeigen bezüglich der Stichelverschiebung eine ähnliche Einrichtung, wie die vorher besprochene Maschine. Auch hier wird die Bohrstange durch ein Schneckenrad umgedreht, in das eine auf der Axe H angebrachte Schnecke eingreift. Die Stufenscheibe zum Antrieb der Maschine ist in J sichtbar, der Antrieb der Schneckenwelle H erfolgt durch zwei Kegelräder, die in der Figur verdeckt sind. Ein solcher Betrieb durch eine Schraube ohne Ende ist einer Umdrehung durch Zahnräder trotz der größeren Reibungswiderstände vorzuziehen, weil die Bewegung dadurch ganz besonders sanft und ruhig erfolgt, wie es zur Erzeugung schöner Arbeitsflächen unbedingt erforderlich ist.

In abweichender Weise wird bei dieser Maschine die den Bohrkopf verschiebende Schraubenspindel bewegt. Diese Schraubenspindel ist nämlich nicht in der Axe der Bohrstange, sondern excentrisch zu derselben gelagert und sie trägt an ihrem linken Ende ein kleines Zahnrad a. Dieses Zahnrad greift in ein anderes kleines Rad b ein, das auf dem Ende einer Hülfsaxe c angebracht ist, die genau in der Axenrichtung der Bohrstange befindlich ist. Vermöge dieser Einrichtung wird das Rädchen a auf der Schraubenspindel bei der Drehung der Bohrstange um das auf der Hülfsaxe c befindliche Rädchen b herumgeführt, und es wird hierbei der Schraubenspindel außer der Drehung mit der Bohrstange auch noch eine Drehung um die eigene Axe ertheilt, in Folge deren der Bohrkopf verschoben wird. Wenn dabei das Rad b unbeweglich feststünde, so würde die Drehung der Schraubenspindel und Verschiebung des Bohrkopfes viel zu groß werden, man hat daher auch dem Rade b eine eigene Drehung zu ertheilen, was bei der abgebildeten Maschine von der Schneckenaxe H aus mittelst der Zwischenwellen d und e und der Wechselräder f, g und h geschieht. Dabei gestatten die Wechselräder in bekannter Art eine Veränderung der Geschwindigkeit, mit welcher das Rädchen h gedreht wird, und daher eine Veränderung der Verschiebung des Bohrkopfes für jede Umdrehung.

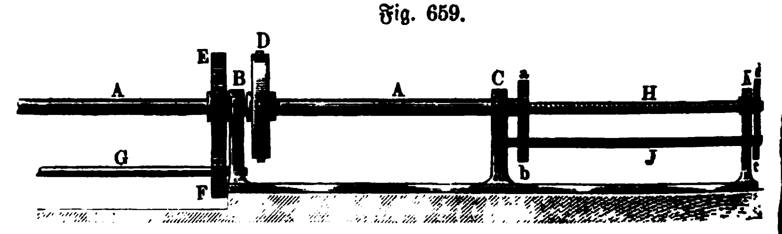
Man kann den Zusammenhang zwischen der Umdrehung von A und der Verschiebung der Bohrkopfes leicht in folgender Weise verdeutlichen. Das Rad a auf der Schraubenspindel macht bei einer Umdrehung der Bohrstange rechtsum außer dieser Umdrehung, welche auf die Verschiebung keinen Einfluß hat, da sowohl die Spindel wie die Mutter daran theilnehmen, noch $\frac{b}{a}$ Umdrehungen um seine eigene Axe in demselben Sinne rechtsum, wenn vorläufig das Rad b als festgehalten vorausgesetzt wird, und wieder mit a und b die Zähnezahlen oder die Halbmesser der betreffenden Räder bezeichnet werden. Wird nun die Hülfsaxe mit dem Rädchen b in derselben Zeit einer Umdrehung der Bohrstange n mal ebenfalls rechtsum gedreht, so folgt daraus eine entgegengesetzte Drehung linksum des Rädchens a und der

Schraubenspindel im Betrage $n\frac{b}{a}$. Hiernach ergiebt sich die gesammte Umdrehung der Schraubenspindel für eine Umdrehung der Bohrstange zu $(1-n)\frac{b}{a}$ Umdrehungen, wodurch der Bohrkopf um $s = (1-n)\frac{b}{a}h$ verschoben wird, wenn wieder h die Steigung der Schraubenspindel bezeichnet. Man kann demnach durch Veränderung der Geschwindigkeit n des Rädchens b vermittelst der Wechselräder dem Vorschube des Bohrkopfes die gewünschte Größe geben.

Ein Bild von der Einrichtung einer Maschine, bei welcher die Bohrstange sammt dem fest auf ihr angebrachten Bohrkopfe verschoben wird, erhält man durch Fig. 659.

Hier stellt A die durch die beiden Böcke B und C getragene Bohrstange mit dem fest darauf gekeilten Bohrkopfe D vor. Durch die Zahnräder E und F erhält die Bohrstange ihre Umdrehung von der Vorgelegswelle G, während eine am rechtsseitigen Ende der Bohrstange mit dieser fest verbundene Schraubenspindel H die Verschiebung besorgt.

Fig. 659.



bundene Schraubenspindel H die Verschiebung besorgt. Zu diesem letzteren Zwecke ist die Mutter für die Schraubenspindel in einem besonderen Bocke K so gelagert, daß sie sich darin drehen kann, an der Verschiebung aber durch vorstehende Bundringe verhindert wird. Eine in den beiden Böcken C und K gelagerte Zwischenwelle J vermittelt die Uebertragung der Drehung von der Bohrstange A auf die Schraubenmutter, wozu die vier Räder a, b, c und d angebracht sind, die in ähnlicher Art wirken, wie die vier Räder des Differentialräderwerkes in Fig. 656. Dreht sich die Bohrstange mit der Schraubenspindel einmal um, so hat sich die mit dem Rade a verbundene Mutter $\frac{a}{b}\frac{c}{d}$ mal gedreht, der Bohrkopf ist also dabei $s = \left(1 - \frac{a}{b}\frac{c}{d}\right)h$ verschoben worden, wenn wieder h die Ganghöhe der Schraube bedeutet. Man erkennt, daß bei dieser Maschine die Bohrstange auch nach links über das Rad E hinaus noch mindestens um die Länge der ganzen Verschiebung verlängert und auf dieser Verlängerung mit einer Nuth versehen sein muß, in die ein Keil innerhalb der Nabe des Rades E eingreift. Ebenso muß sich das Rad b auf der Zwischenwelle J verschieben können, weshalb diese Welle

gleichfalls mit einer durchlaufenden Nuth versehen sein muß. Ein Uebelstand dieser Maschine ist daher in der großen Länge des von ihr beanspruchten Raumes zu erkennen.

In Fig. 660 ist noch die Skizze eines Bohrwerkes[1]) angegeben, das dazu dienen kann, Cylinder von Locomotiven, die eines Nachbohrens mit der Zeit bedürftig geworden sind, auszubohren, ohne sie abnehmen zu müssen. Zu dem Zwecke wird diese Maschine mit den beiderseitigen Bügeln D und E fest gegen die Flanschen des auszubohrenden Cylinders geschraubt, wobei auf

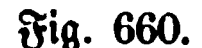
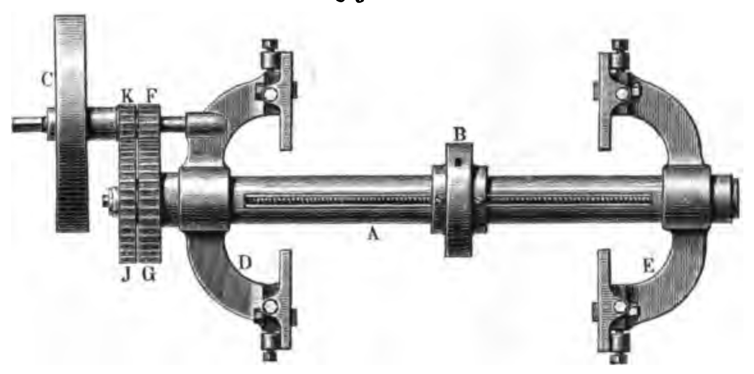


Fig. 660.



eine möglichst genaue Centrirung zu achten ist. Wird alsdann auf die Riemscheibe C von irgend einer verfügbaren Wellenleitung aus ein Betriebsriemen geführt, so erfolgt die Umdrehung der Bohrstange A durch die beiden Zahnräder F und G, von denen G auf der Bohrstange fest sitzt. Die Art, wie der Bohrkopf B angebracht ist und durch das aus den vier Rädern F, G, J und K bestehende Differentialräderwerk verschoben wird, ist nach dem Vorhergegangenen ohne weiteres klar.

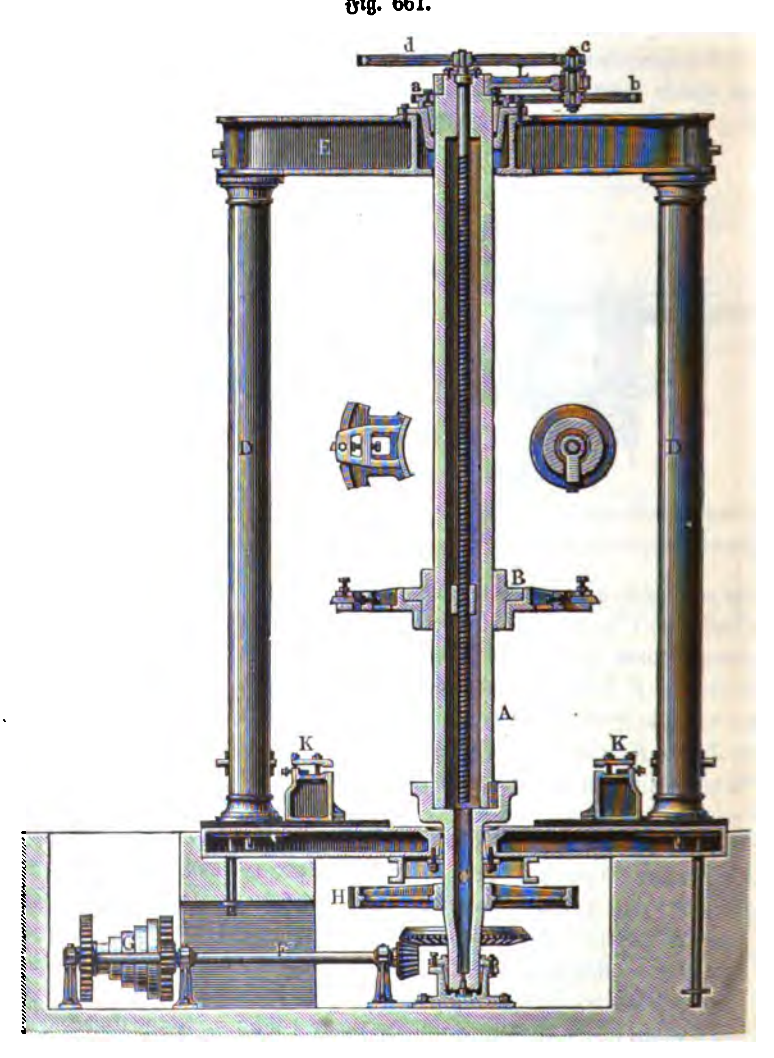
Stehende Cylinderbohrmaschinen. Eine stehende Bohrmaschine, wie sie zum Ausbohren der größten Cylinder gebraucht wird, ist durch Fig. 661[2]) (a. f. S.) vorgestellt. Hier findet die hohle gußeiserne Bohrstange A unterhalb ihre Stütze in einer besonderen kurzen Spindel C, in deren oberes muffenförmiges Ende sie sich einsetzt, und von der sie durch einen Keil bei der Umdrehung mitgenommen wird. Das obere Ende der Bohrstange dagegen wird in einem Halslager geführt, zu dessen Unterstützung die beiden kräftigen, auf die Grundplatte geschraubten Säulen D dienen, die

§. 181.

[1]) Von Richard Hartmann in Chemnitz. — [2]) Hart, Die Werkzeugmaschinen.

einen starken, außerdem noch in der Wand befestigten Querrahmen *E* tragen. Der Antrieb erfolgt auf die kurze Welle *F* von einer Stufenscheibe *G* aus, die in ähnlicher Art, wie bei Drehbänken, mit einem doppelten Vorgelege

Fig. 661.



versehen ist. Die verlängerte Axe dieser Stufenscheibe treibt zunächst mittelst zweier Kegelräder eine stehende Zwischenwelle, auf der ein Zahnrad befindlich ist, das in das Zahnrad *H* auf *C* eingreift. Der ganze Betriebsapparat ist unterhalb des Fußbodens angeordnet. Die angegebene Ein-

richtung ermöglicht, daß man beim Ein- und Ausbringen der Cylinder nur nöthig hat, die Bohrstange mit dem ganz herabgeschobenen Bohrkopfe mittelst einer Hebevorrichtung empor zu ziehen, ohne daß dabei die treibenden Räder in Mitleidenschaft gebracht werden.

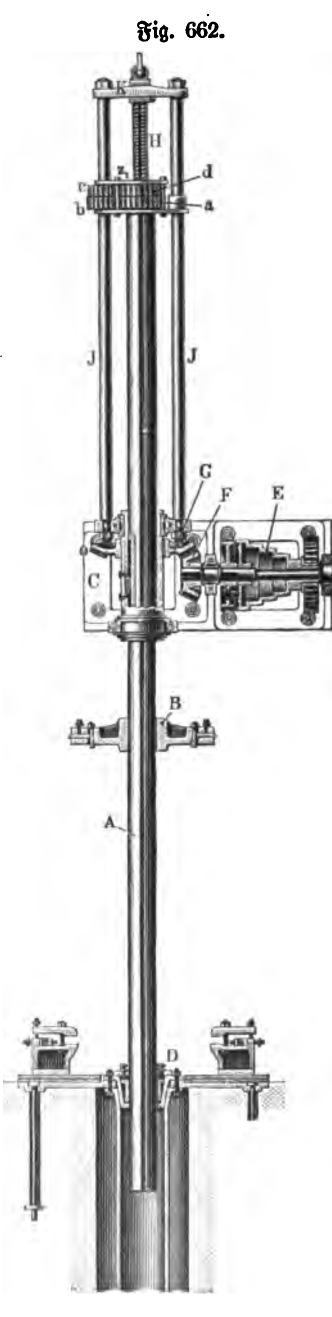
Die Einrichtung des Bohrkopfes und dessen Verbindung mit der in der Axe der Bohrstange aufgestellten Schraubenspindel ist nach dem Vorhergegangenen aus der Figur deutlich zu ersehen, ebenso wie die Art der Befestigung des auszubohrenden Cylinders auf der Grundplatte mittelst der dazu dienenden Spannkloben K, welche in radialen Bahnen der Grundplatte verschieblich sind und dadurch, sowie vermittelst geeigneter Stellschrauben eine genaue und bequeme Centrirung des Cylinders gestatten.

Die Vorrichtung zur gleichmäßigen Verschiebung des Bohrkopfes auf der Stange hat folgende Einrichtung. Ein mit der Bohrstange an ihrem oberen Ende fest verbundener und an der Umdrehung theilnehmender Arm L trägt in seinem Auge am freien Ende einen Bolzen, mit welchem zwei Zahnräder, ein größeres b unterhalb und ein kleineres c oberhalb des Armes, fest verbunden sind. Während von diesen das obere Zahnrad c in ein anderes d auf der Schraubenspindel angebrachtes eingreift, kreiselt das untere Zahnrad b bei der Drehung des Armes um ein viertes Zahnrad a, das unwandelbar fest mit dem Lager oder Gestell verbunden ist. Vermöge dieser Einrichtung, wie sie wohl unter dem Namen des Planetenradgetriebes bekannt ist, erhält der Bohrkopf eine Verschiebung, die sich wie folgt beurtheilen läßt.

Bezeichnen wieder die Buchstaben die Halbmesser der vier Räder, so findet sich für eine Umdrehung der Bohrstange und des mit ihr verbundenen Armes eine Bewegung der Räder b und c um die eigene Axe gleich $\frac{a}{b}$ Umdrehungen in demselben Sinne, in dem die Bohrstange sich dreht, also etwa rechtsum. Vermöge der Räderübersetzung zwischen c und d empfängt hierdurch die Schraubenspindel eine entgegengesetzt gerichtete Drehung gleich $\frac{a}{b}\frac{c}{d}$ Umdrehungen.

Da nun aber die Schraubenspindel vermöge der Verbindung durch den Arm L und die Räder c und d auch die einmalige Umdrehung der Bohrstange rechtsum mitmacht, so folgt die ganze auf diese Spindel übertragene Bewegung zu $1 - \frac{a}{b}\frac{c}{d}$ Umdrehungen in derjenigen Zeit, in welcher die Mutter mit der Bohrstange eine Umdrehung macht. Demgemäß bestimmt sich die relative Verdrehung der Schraubenspindel gegen die Bohrstange zu $1 - \frac{a}{b}\frac{c}{d} - 1 = \frac{a}{b}\frac{c}{d}$, wodurch bei einer Steigung der Schraube gleich h

Fig. 662.



der Bohrkopf um $\frac{a}{b}\,\frac{c}{d}\,h$ verschoben wird. Wenn diese Steigung beispielsweise zu $h = 15$ mm gewählt ist, und man hat die Zähnezahlen $a = 80$, $b = 120$, $c = 15$, $d = 120$, so erhält man eine Verschiebung des Bohrkopfes für jede Umdrehung gleich

$$\frac{80}{120}\cdot\frac{15}{120}\,15 = \frac{1}{12}\,15 = 1{,}25 \text{ mm.}$$

In Fig. 662 ist noch eine stehende Bohrmaschine dargestellt, bei welcher die Bohrstange A mit dem auf ihr befestigten Bohrkopfe B im Ganzen verschoben wird. Hierbei wird die ihrer ganzen Länge nach mit einer Nuth versehene Bohrstange bei C in einem Halslager geführt, während sie unten durch das Lager D hindurch in eine daselbst angebrachte Vertiefung eintreten kann. Umgedreht wird sie von der mit dem bekannten doppelten Rädervorgelege versehenen Stufenscheibe E durch die Vermittelung der beiden Kegelräder F und G, von denen das letztere auf der röhrenförmigen Hülse befestigt ist, die der Bohrstange zur Führung dient. Der Bohrkopf B kann an beliebiger Stelle durch einen Keil auf der Stange befestigt werden. Zur Verschiebung der hohlen Bohrstange dient eine in deren Inneres eintretende Schraubenspindel H, deren Muttergewinde in dem oberen Theile der Bohrstange enthalten ist. Es handelt sich daher auch hier wieder darum, die Schraubenspindel mit einer Geschwindigkeit umzudrehen, die von der Geschwindigkeit der Bohrspindel etwas verschieden ist, und dies wird durch das aus den vier Rädern a, b, c und d

bestehende Differentialräderwerk erreicht, von welchen Rädern a auf der Bohrstange befestigt ist, während d auf der Schraubenspindel sitzt, die sich durch die Nabe dieses Rades hindurchzieht, wobei ein in dem Rade befindlicher Keil in eine Längsnuth der Schraube eingreift und diese zur Drehung zwingt. Die beiden anderen Räder b und c, die zusammen wieder ein Stück bilden, sind lose drehbar auf eine der beiden Rundstangen J geschoben, die oberhalb durch einen Bügel K verbunden sind, mit welchem die Schraubenspindel verbunden ist. Ein daselbst angebrachter Haken dient einer Kette zum Angriff, mittelst deren man die Bohrstange nach oben soweit heraufzuziehen hat, daß der zu bohrende Cylinder eingebracht werden kann. Bevor dies geschieht, muß man jedoch die beiden Führungsstangen J unterhalb von ihren Muttern lösen und den Bohrkopf möglichst nahe dem unteren Ende der Bohrstange auf dieser befestigen.

Wie hieraus ersichtlich ist, hat diese Maschine die unangenehme Eigenschaft, zu ihrem Betriebe einer großen, durch mehrere Stockwerke reichenden Höhe zu bedürfen; auch muß es als ein Nachtheil bezeichnet werden, daß die beiden zur Führung der Bohrstange dienenden Lager nicht in einem und demselben eisernen Gestelle angebracht sind, sondern an zwei verschiedenen Mauerkörpern haften, so daß bei einem wohl kaum zu vermeidenden ungleichen Setzen des Mauerwerkes die sichere Lage der genannten Führungen in derselben Axe leicht gefährdet ist.

Von der Zeit, die zum einmaligen Ausbohren eines Cylinders erforderlich, erhält man durch eine einfache Rechnung Kenntniß. Ist d der Durchmesser eines auszubohrenden Cylinders, bei dessen Ausbohren man für das Werkzeug eine Umfangsgeschwindigkeit gleich v und eine Verschiebung von s für jeden Umgang annehmen möge, so erhält man die Dauer einer Umdrehung zu $\frac{\pi d}{v}$ Secunden, und da bei einer Länge des Cylinders gleich l die Anzahl der erforderlichen Umdrehungen zu $\frac{l}{s}$ sich berechnet, so folgt die für ein einmaliges Ausbohren erforderliche Zeit zu

$$t = \frac{l}{s} \frac{\pi d}{v} \text{ Secunden} = \frac{l}{s} \frac{\pi d}{3600 v} \text{ Stunden.}$$

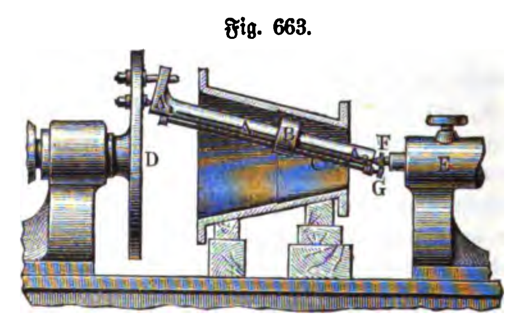
Wäre z. B. der Durchmesser gleich 1 m, die Umfangsgeschwindigkeit gleich 0,060 m und betrüge der Vorschub für eine Umdrehung 0,5 mm, so wäre zum Ausbohren des Cylinders von der Länge $l = 2$ m die Zeit

$$t = \frac{2000}{0,5} \frac{3,14 \, . \, 1000}{3600 \, . \, 60} = 58,15 \text{ Stunden}$$

erforderlich, abgesehen von allen Betriebsunterbrechungen.

Wie schon bemerkt worden, läßt sich auf den vorstehend angeführten Maschinen nur die Herstellung cylindrischer Ausbohrungen ermöglichen. Um auch eine Anordnung anzuführen, wie sie für kegelförmige Höhlungen zur Anwendung gebracht werden kann, sei auf die Fig. 663 verwiesen. Man erkennt hier in *A* eine Bohrstange, auf welcher in ähnlicher Art, wie bei den vorbesprochenen Bohrwerken, ein Bohrkopf *B* durch eine Schraubenspindel *C* verschoben werden kann. Diese Bohrstange kann in der aus der Figur ersichtlichen Art so zwischen der Planscheibe *D* und dem Reitstocke *E* einer gewöhnlichen Drehbank angebracht werden, daß ihre Axenlinie $A_1 A_1$ parallel zu der auszubohrenden Kegelfläche gerichtet ist. Wenn man dann an der Spindel des Reitstockes ein kleines Zahnrad *F* fest anbringt, und die Schraubenspindel *C* der Bohrstange mit einem um dieses Zahnrad kreisenden anderen Zahnrade *G* versieht, so erreicht man, wie nach dem Vorangegangenen deutlich ist, eine selbständige Verschiebung des Bohrkopfes. Soll der letztere mit mehreren Schneiden versehen werden, so müssen dieselben natürlich alle in derselben Axenebene angebracht werden.

Fig. 663.



§. 182. **Bohrer.** Während die vorstehend besprochenen Maschinen dazu dienen, eine schon vorhandene Höhlung, wie sie bei dem Gießen hohler Cylinder hergestellt ist, innerlich genau zu bearbeiten, so daß die Wirksamkeit dabei im wesentlichen mit derjenigen des Abdrehens übereinstimmt, bedient man sich der eigentlichen Bohrer dazu, um in massiven Gegenständen Löcher dadurch zu erzeugen, daß alles Material beseitigt wird, welches sich innerhalb der zu bildenden Höhlung befindet. Dies geschieht in den meisten Fällen in der Weise, daß dieses Material in mehr oder minder feine Späne verwandelt wird, und nur selten kann man durch Ausführung eines ringförmigen Einschnittes zum Ziele kommen, innerhalb dessen ein kleinerer Cylinder oder ein scheibenförmiger Körper als ein Ganzes herausfällt. Dieser letzteren Darstellung bedient man sich nur bei dünneren Platten, wo der herausgeschnittene Theil in der Gestalt einer kreisrunden Scheibe gewonnen wird, oder auch zuweilen bei der Herstellung größerer Löcher in Stein, wo der in der Mitte verbleibende cylindrische Kern wegen der geringen Bruchfestigkeit des Materiales leicht abbricht, sobald er eine gewisse Länge erreicht hat. In

allen übrigen Fällen muß alles die Höhlung erfüllende Material in Späne verwandelt werden, wozu natürlich eine entsprechend große mechanische Arbeit erforderlich ist.

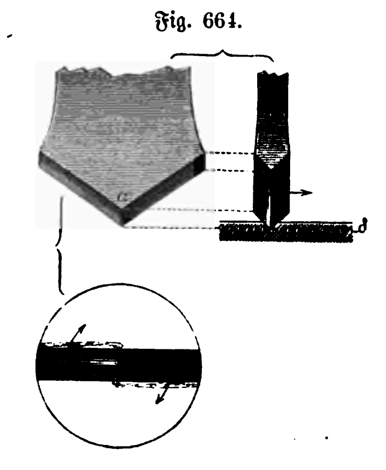
Die Art der Bildung dieser Späne hängt wesentlich von der Härte der zu bearbeitenden Materialien ab. Während bei weichen Stoffen, wie Holz, eine eigentlich *schneidende* Wirkung stattfindet, indem eine keilförmige Schneide sich zwischen das Material drängt und die Späne unter Ueberwindung der entsprechenden Spaltfestigkeit abhebt, findet die Ablösung bei den Metallen durch eine *schabende* Wirkung statt, wobei es sich um die Ueberwindung der Scherfestigkeit handelt. In allen diesen Fällen wird das Werkzeug durch eine stetig darauf wirkende Druckkraft bewegt, dagegen erzielt man die Bildung der Späne durch wiederholte *Stöße* der Schneide gegen das Material, wenn dasselbe sehr hart ist, wie z. B. die meisten Gesteinsarten. Bei der letztgedachten Arbeit wird nämlich das Material durch die mit gewisser Geschwindigkeit niederfallende Schneide in Form kleiner Splitter abgesprengt, woraus sich ergiebt, daß diese Darstellungsart nur für spröde Stoffe verwendbar ist.

Es ist ersichtlich, daß bei allen Bohrern, mit alleiniger Ausnahme der zuerst gedachten ringförmigen, die Wirksamkeit der Schneide sich von der Mitte bis zum Umfange des zu erzeugenden Loches erstrecken muß, und ein Unterschied wird zunächst darin enthalten sein, ob diese Schneide eine geradlinige Gestalt hat, wobei sie entweder senkrecht zur Axe der Höhlung oder dagegen geneigt sein kann, oder ob sie krummlinig begrenzt ist, in welchem Falle sie ebensowohl die Form einer ebenen wie diejenige einer schneckenartig gewundenen Curve haben kann. Je nach dieser Gestalt der Schneide wird die Abtrennungsfläche der Späne, deren Form und Dicke an verschiedenen Stellen und der beim Abtrennen zu überwindende Widerstand verschieden sein; die Endfläche der in der Bildung befindlichen Höhlung ist dabei die jener Begrenzung der Schneide zugehörige Umdrehungsfläche, die also entweder eben oder kegelförmig oder napfförmig vertieft ist.

Von besonderer Wichtigkeit für jedes Bohren ist die regelmäßige Entfernung der gebildeten Bohrspäne aus dem Bohrloche, da diese Späne bei ihrem Verbleiben in der Höhlung der Bewegung des Bohrers einen so bedeutenden Reibungswiderstand entgegensetzen, daß die Arbeit nur mit großem Kraftaufwande ausführbar ist und schließlich ganz unmöglich wird. Da nämlich die Bohrspäne immer einen wesentlich größeren Raum einnehmen, als der von ihnen vor dem Bohren erfüllte ist, und da die hergestellte Höhlung zum Theil durch den Bohrer eingenommen wird, so werden die Späne mit erheblicher Kraft gegen die Wandung der Bohrung und gegen den Bohrerschaft gedrückt, so daß sie wie Bremsbacken wirken, wodurch ein mit der Tiefe des gebohrten Loches zunehmender Widerstand hervor-

gerufen wird. Während bei geringer Tiefe der Bohrung der an der Grundfläche des Loches gegen die Späne ausgeübte Druck genügend ist, dieselben nach oben heraus zu treiben, muß bei schon mäßiger Lochtiefe ein wiederholtes Herausziehen des Bohrers aus der Höhlung und Ausräumen der letzteren stattfinden, was bei tiefen Löchern, wie sie bei den bergmännischen Bohrungen vorkommen, mit ganz erheblichem Zeitaufwande verbunden ist. Für die Herstellung von Löchern in Holz und Metall sind daher in dieser Beziehung die schraubenförmig gewundenen Bohrer sehr vortheilhaft, weil bei ihnen die Bohrspäne von selbst ununterbrochen in den Schraubengängen des Schaftes aus dem Loche herausbefördert werden. Man hatte früher zum selbstthätigen Herausfallen der Späne bei Kanonenbohrwerken die Einrichtung auch wohl so getroffen, daß die Schneide des Bohrers aufwärts gekehrt war, wobei das zu bohrende Rohr unter dem Einflusse seines Eigengewichtes allmählich niedersank, doch ist man wegen anderweiter Uebelstände dieses Verfahrens von demselben jetzt zurückgekommen. Bei bergmännischen Tiefbohrungen hat man sich zur Entfernung der Bohrspäne auch mehrfach mit Erfolg eines stetigen Wasserstromes bedient, der die gebildeten Bohrspäne aus dem Bohrloche unausgesetzt herausspült (s. weiter unten).

Fig. 664.

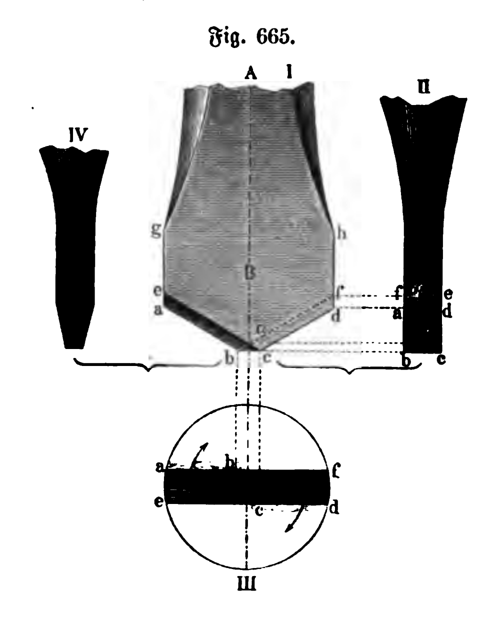


Die Einrichtung eines gewöhnlichen Bohrers, wie er zur Herstellung der kleinsten Löcher von den Metallarbeitern benutzt wird, ist aus Fig. 664 ersichtlich. Hiernach trägt der unterhalb flach geschlagene Stahlstab an seinem Ende zwei gerade, unter einem Winkel α von 80 bis 120° gegen einander geneigte Schneiden, welche durch Zuschärfung von beiden Seiten her gebildet sind. Wenn dieses Werkzeug einem in seiner Axe wirkenden Drucke ausgesetzt wird, so dringen diese Schneiden bis zu einer entsprechenden Tiefe δ in das Material ein, so daß bei einer Umdrehung des Bohrers vor jeder dieser Schneidkanten ein Span von dieser Dicke δ gebildet wird, indem die Schneide das vor ihr befindliche Material vor sich her schiebt. Wegen der beiderseits gleichen Abschrägung der Schneiden findet diese Wirkung bei der Umdrehung sowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung statt. Deshalb wendet man diese zweischneidigen Bohrer an, wenn man sich zu ihrer Bewegung eines Gerätbes bedient, das wie der bekannte Bohrbogen der Uhrmacher den Bohrer abwechselnd nach links

und rechts umdreht. Doch ist es klar, daß die Wirkung dieser Bohrer eine sehr unvollkommene sein muß, da der für die Abtrennung der Späne in Betracht kommende Winkel für das Abschaben wenig geeignet ist.

Deshalb führt man alle Bohrer, die nur nach einer Richtung umgedreht werden, auch nur als einschneidig wirkende aus, wobei man den schneidenden Kanten eine für das leichte Ablösen der Späne zweckdienlichere Form geben kann. Aus Fig. 665, welche einen gewöhnlichen einschneidigen Bohrer darstellt, ersieht man, daß die beiden in der Spitze zusammenlaufenden Flächen ab und cd so angeschliffen sind, daß sie mit den anstoßenden breiten Flächen Winkel α von etwa 80 bis 85° bilden. Hierdurch entstehen seitlich zwei Schneidkanten ab und cd, die in der Mitte durch die schräg dagegen stehende Schneide bc verbunden sind, und es findet bei der Umdrehung des Bohrers in der Pfeilrichtung ein Ablösen der Späne entlang der gebrochenen Linie $abcd$ statt. Dabei ist der Schneidwinkel für die Schneiden ab und cd gleich 90 Grad, also von der Größe, wie er dem reinen Abschaben zugehört, während für den mittleren Theil bc der Schneide dieser Winkel stumpf und daher weniger vortheilhaft ist. Es muß dabei indessen bemerkt werden, daß

Fig. 665.



gerade dieser mittlere Theil der Schneide bei der Drehung des Bohrers nur mit sehr geringer Geschwindigkeit bewegt wird und auch nur entsprechend wenig Arbeit zu verrichten hat, auch pflegt man wohl die Länge von bc dadurch zu verringern, daß man die Dicke des Bohrers nach der Spitze hin so weit abnehmen läßt, Fig. IV, wie die Haltbarkeit der Spitze gestattet. Es ist zu bemerken, daß es nicht vortheilhaft sein würde, den Keilwinkel φ an den Schneidkanten ab und cd kleiner zu machen, wie angegeben, denn dadurch würde die Wirkung bei dem Abschaben nicht günstiger, dagegen die Haltbarkeit der Schneiden geringer werden, auch ein leichteres Abstumpfen zu befürchten sein. Daß dieser Winkel kleiner als 90 Grad gewählt wird, hat nicht nur den Zweck, die Schlifffläche nicht auf dem Grunde

des Bohrloches gleiten zu lassen, sondern ist auch wegen der Vorrückung des Bohrers nöthig; es entspricht also die Abweichung der besagten Flächen von der Bodenfläche des Bohrloches dem Anstellwinkel der Stichel, siehe §. 148.

Wenn man die Seitenflächen *ag* und *dh* des Bohrers concentrisch zur Axe *AB* bildet, so reiben sich diese Seiten zwar an den Wandungen des entstehenden cylindrischen Loches, doch ist damit ein wesentlicher Uebelstand nicht verbunden, da der zur Wirkung kommende Druck hier jedenfalls nur klein ist. Andererseits bietet diese Art der Ausführung des Bohrers auf der Drehbank eine bessere Gewähr dafür, daß die Spitze des Bohrers möglichst genau in dessen Axe liegt. Daß dies der Fall und daß auch die Neigung der beiden Flächen *abce* und *cdfb* gegen die Axe gleich groß sei, ist für die gute Wirkung des Bohrers unerläßlich, wie man sich leicht durch die Betrachtung von Fig. 666 und 667 überzeugt, welche diesen Bedingungen nicht entsprechen. Man ersieht daraus, daß bei einer Form, wie in Fig. 666, die eine Schneide *ab* die ganze Wirkung ausüben muß, womit ein einseitiger

Fig. 666.

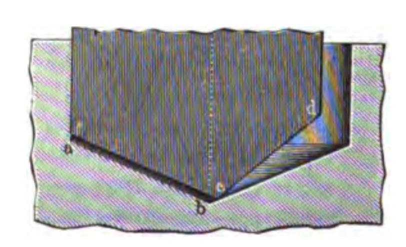
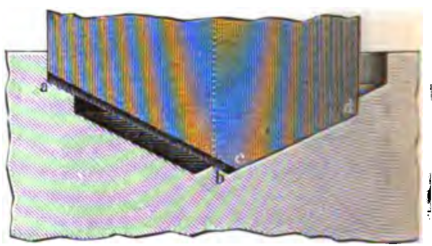


Fig. 667.



Druck auf den Bohrer verbunden ist, der eine Abweichung des Bohrers von der geraden Richtung des Vordringens, ein Verlaufen zur Folge haben kann. Auch bei einer Form des Bohrers, wie Fig. 667 angiebt, wirken die beiden Schneiden in sehr verschiedener Weise.

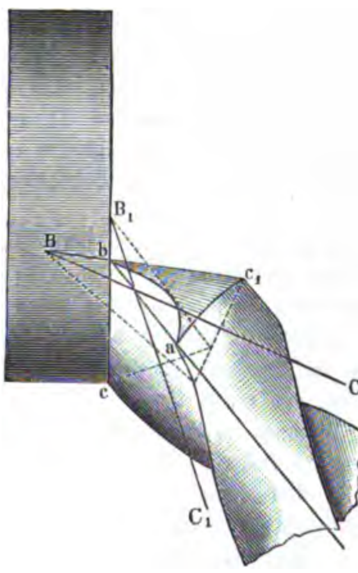
Um den Schneidwinkel zu verkleinern und dadurch eine mehr schneidende als schabende Wirkung zu erzielen, hat man wohl zuweilen bei derartigen Bohrern die breiten Flächen unmittelbar über jeder Schneidkante mit einer seichten Rinne oder Hohlkehle versehen, doch ist dieses Hülfsmittel deswegen nur wenig angewandt, weil, abgesehen von der Verschwächung des Bohrers an den Schneidkanten, diese Ausführungsart ein Nachschleifen nur wenig oder gar nicht gestattet. Dagegen gewähren die schraubenförmig gewundenen Bohrer, die oft unrichtig als Spiralbohrer bezeichnet werden, ein ausgezeichnetes Mittel, den Schneidwinkel in einfacher Art zu verkleinern, so daß diese Bohrer viel vortheilhafter wirken können, weswegen sie eine große Verbreitung gefunden haben. Ein solcher Bohrer stellt sich nach

Fig. 668 als ein cylindrischer Stahlstab dar, in dessen Umfang zwei rechtsgängige Schraubenfurchen diametral gegenüber eingefräst sind, deren Querschnitt durch einen Kreisbogen begrenzt wird. Wenn dieser Stab an dem Ende kegelförmig abgedreht wird, so entstehen daselbst zu jeder Seite zwei gebogene Durchschnittskanten *ab* und *bc*, an denen bei *bc* die Kantenwinkel spitz und bei *ab* stumpf sind. Damit nun aber an den Kanten *bc*, die das Material abzulösen haben, der erforderliche Anstellungswinkel vorhanden ist, wird die Spitze nicht durch eine zur Axe des Bohrers concentrische Kegelfläche gebildet, sondern man schleift den Bohrer derart an, daß jede Hälfte der Schlifffläche einer von zwei Kegelflächen zugehört, deren Axen in BC und B_1C_1, Fig. 669, gelegen sind. Hierdurch erreicht man nicht nur, daß die Schliffflächen *abc* um den betreffenden Anstellungswinkel von der Grundfläche des gebohrten Loches abweichen, sondern man erhält auch in der Durchschnittslinie der beiden kegelförmigen Schliffe die für den mittleren Theil des Loches erforderliche Schneidkante, für die ganz ähnliche Betrachtungen gelten, wie sie für den mittleren Theil *bc* des gewöhnlichen Flachbohrers, Fig. 665, angeführt worden sind. Ein Haupterforderniß dieser Bohrer besteht daher in dem genauen Anschleifen derselben; durch sinnreiche Schleifmaschinen (s. weiter unten) hat man die dabei auftretenden Schwierigkeiten in vorzüglicher Weise zu überwinden gewußt, so daß diese Bohrer nach dem Stumpfwerden mit großer Genauigkeit leicht wieder angeschliffen werden können.

Fig. 668.

A
A
c
a
c_1
b

Fig. 669.



Auf einen besonderen Vorzug dieser Schraubenbohrer wurde schon oben hingewiesen, darin bestehend, daß die sich bildenden Bohrspäne sich von selbst

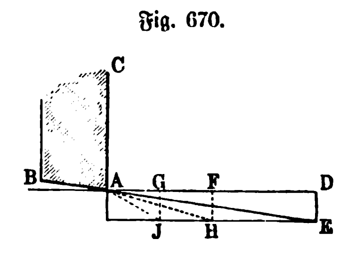
in den Schraubenfurchen nach oben aus dem Loche herausschieben. Man hat sich diese Wirkung in der Art zu erklären, daß auf die in einer solchen Furche befindlichen und an der Umdrehung theilnehmenden Späne an der Bodenfläche des Loches ein Druck nach oben ausgeübt wird, sobald die schneidende Kante, sich unter das Material zwängend, den Span abhebt und sich wie ein Keil unter ihn schiebt. In Folge dieser Wirkung wird die ganze darüber lastende Spansäule in dem gewundenen Canale nach oben geschoben, und man ersieht hieraus, wie wichtig es dazu ist, daß die Furchen des Bohrers möglichst glatt und schön polirt sind, weil dadurch die Reibung vermindert wird. Es ist nicht wohl anzunehmen, die Späne würden wegen der Schraubenform der Furchen in ähnlicher Weise aus dem Loche herausgeschraubt, wie eine Schraubenmutter sich längs der Gewindegänge einer sich drehenden Schraubenspindel verschiebt, sobald man die Mutter hindert, an dieser Drehung theilzunehmen, weil die Späne sich an der Umdrehung des Bohrers betheiligen, soweit sie nicht durch die Reibung an der Bohrlochswandung theilweise daran verhindert werden. Die Schraubenform der Furchen hat daher hier für die Entfernung der Späne nur insofern Bedeutung, als dadurch den Spänen bei dem Aufsteigen ein möglichst kleiner Widerstand entgegengesetzt wird, die treibende Bewegung aber wird an der Schneidkante ausgeübt.

Ein fernerer großer Vorzug dieser Schraubenbohrer besteht in der guten Führung, die der Bohrer in dem hergestellten Loche ringsum an den Wandungen findet, wodurch einem Verlaufen in der besten Weise vorgebeugt wird. Wenn man die cylindrische Umfläche dieser Bohrer derartig hinterdreht (s. §. 174), daß nur die vorangehenden schraubenförmigen Kanten den Lochumfang berühren, und hinter ihnen der Bohrer um einen kleinen Anstellwinkel von dem Umfange des Loches abweicht, so geschieht dies zu dem Zwecke, die Reibung des Bohrers am Umfange des Bohrloches zu verringern. Dagegen ist die Abweichung der hinter den schneidenden Kanten sich anschließenden Schliffflächen von der Endfläche des Bohrloches um den mehrbesagten Anstellwinkel, besonders auch deswegen nöthig, weil ohne diese Abweichung das Bohren überhaupt nicht oder doch nur in sehr unvollkommener Weise möglich sein würde, wie man sich durch die folgende Betrachtung leicht überzeugt.

Es sei BAC in Fig. 670 der zur Schneidkante senkrechte Durchschnitt durch einen Bohrer in einem Punkte, dessen Entfernung von der Axe des Loches oder Bohrers a sein mag. Wenn die Winkelgeschwindigkeit des Bohrers durch ω bezeichnet wird, so ist die Umfangsgeschwindigkeit für den betreffenden Querschnitt in A zu $a\omega$ gegeben. Es möge der Anschaulichkeit wegen diese Geschwindigkeit, die man sich unendlich klein vorstellen kann, als geradlinig angesehen und gleich AD angetragen werden. Gesetzt nun, der

Bohrer werde bei jeder vollen Umdrehung um eine Größe s in der Axenrichtung des Loches vorgeschoben, so ist die Vorschiebung während der Drehung um den Winkel ω zu $s\,\frac{\omega}{2\pi}$ anzunehmen. Trägt man daher diese Größe als DE an, so sieht man, daß die Schneide A des Bohrers den Weg AE durchläuft, und daß daher auch AE der Durchschnitt durch die Grundfläche des Loches an der von A durchlaufenen Stelle ist. Es muß daher auch die Schliffſläche AB des Bohrers rückwärts der Schneidkante mindestens um den Winkel DAE von der zur Axe senkrechten Ebene AD abweichen, wenn überhaupt die gedachte Wirkung möglich sein soll, d. h. es darf an der betreffenden Stelle der Keilwinkel der Schneide höchstens den Betrag CAB haben. Wäre dieser Winkel größer, so könnte der Bohrer nur mit großer Kraft vorgeschoben werden, da in Folge desselben das unterhalb der Schliffſläche befindliche Material einer gewaltsamen Zusammenpressung ausgesetzt wäre. Es geht hieraus hervor, wie wichtig es für alle Bohrer ist, sie so anzuschleifen, daß die Schliffflächen hinterhalb der Schneidkanten genügend von der Bodenfläche im Loche abweichen, die von diesen Schneidkanten erzeugt wird. Wenn auch der Winkel DAE, Fig. 670, an dem äußeren Umfange des Loches für gewöhnlich bei dem geringen Vorschube nur klein sein wird, so muß man doch bemerken, daß dieser Winkel um so größer ausfällt, je näher der betrachtete Punkt der Axe des Loches liegt, es wird beispielsweise dieser Winkel für die Punkte F und G in den Abständen $\frac{1}{4}a$ und $\frac{1}{4}a$ von der Mitte durch die Linien AH und AJ gefunden. Man ersieht aus dieser Betrachtung, daß ein gewöhnlicher Flachbohrer von der Form, wie Fig. 665 sie zeigt, nur äußerst schwer zum Angriff gebracht werden könnte, wenn die beiden Flächen $abce$ und $cdfb$ senkrecht zur Ebene des Papiers angeschliffen wären; denn wenn auch die Schneiden bei einem Kantenwinkel von 90 Grad in derselben Weise schabend wirken, wie bei einem Keilwinkel von 85 Grad und bei einem Anstellwinkel von 5 Grad, so würde doch die Vorschiebung, wie schon bemerkt, dabei nicht möglich sein. Ebenso ergiebt sich, daß ein Schraubenbohrer nach Fig. 668 ganz unbrauchbar wäre, wenn man das Ende durch eine Kegelfläche zur Axe des Bohrers bilden wollte.

Fig. 670.



Von den sonstigen Bohrern für Metall, wie sie z. B. als **Zapfenbohrer** zum Erweitern vorhandener Bohrungen angewendet werden, braucht nach dem Vorhergegangenen und dem über die Stichel Gesagten nicht weiter

gehandelt zu werden, da die Wirkung dieser Bohrer ebenso, wie die der bekannten halbcylindrischen sogenannten **Kanonenbohrer** im allgemeinen nach den Grundsätzen zu beurtheilen ist, die für das Drehen und Ausbohren von Cylindern gelten.

§. 183. **Bohrer für Holz.** Die für Holz gebräuchlichen Bohrer unterscheiden sich in verschiedenen Punkten wesentlich von den für Metalle in Anwendung kommenden. Zunächst ist bei dem Bohren in Holz, mit alleiniger Ausnahme etwa der härtesten Hölzer, die Wirkung der Bohrschneide vielmehr eine eigentlich **schneidende**, bei welcher die viel schärfere Schneide sich zwischen die Holztheile schiebt und unter Ueberwindung der absoluten oder **Spaltfestigkeit** die Späne abhebt. Bei dem verhältnißmäßig geringen Widerstande, den das Holz darbietet, kann der Keilwinkel der Schneide die zu einer solchen Wirkung erforderliche geringere Größe erhalten. Ferner ist zu beachten, daß das Holz nicht wie Metall ein nach allen Richtungen gleichmäßiges Material ist, sondern daß wegen der darin enthaltenen Fasern der Zusammenhang nach verschiedenen Richtungen ein sehr verschiedener ist. Gerade die Rücksicht auf den Faserlauf hat verschiedene Anordnungen bei den Bohrern für Holz nöthig gemacht, die bei den Bohrern für Metall nicht vorkommen; so ist z. B. bei vielen Holzbohrern deutlich das Bestreben wahrzunehmen, einen schrägen oder gezogenen Schnitt zu erzielen, indem man die zur Wirkung kommende Schneide in einer gegen die Fasern geneigten Richtung wirken läßt. Bei anderen Bohrern wieder hat man den vorliegenden Zweck durch Anwendung von zwei gesonderten Schneiden erreicht, von denen die eine lediglich die Fasern am Umfange des Loches durchschneidet, während die andere die vorher durchschnittenen Fasern abhebt. Der Vorschub ist entsprechend dem geringeren Widerstande auch bei Holz immer viel größer als bei Metall, und man bedient sich häufig des Mittels, den Bohrer in der Mitte mit einer kleinen kegelförmigen Spitze zu versehen, die sich vermöge der auf ihr befindlichen Schraubengewinde nach Art der bekannten Holzschrauben in das Holz einschraubt und den Bohrer nach sich zieht.

Inwiefern der Faserlauf des Holzes von Einfluß auf die Stellung der Bohrschneide ist, kann man sich durch die Fig. 671 verdeutlichen. Hier möge AB eine gerade Schneide von der Art des **Hobeleisens** sein, wie es sich in jedem gewöhnlichen Handhobel der Holzarbeiter (s. weiter unten) vorfindet. Wenn, wie es bei dem Hobeln geschieht, diese Schneide durch einen gewissen, darauf ausgeübten Druck in geringem Maße in das darunter liegende Holz eingedrückt wird, so schält die Schneide bei ihrer Bewegung in dem Sinne des Pfeiles von dem Holze einen Span ab, dessen Dicke gleich dem besagten Eindringen ist. In ähnlicher Art wirkt auch die Schneide eines Bohrers

für Holz, nur daß die Bewegung der Schneide eine drehende ist. Sobald hierbei die Fasern des Holzes, wie in der Figur angedeutet ist, mit dieser Schneide parallel laufen, ist die Wirkung erfahrungsmäßig eine unvollkommene, indem einzelne Fasern, gegen die sich die Schneide ihrer ganzen Länge nach setzt, zunächst einer gewissen Zusammendrückung ausgesetzt werden, bis durch die auf das Eisen wirkende Schubkraft ein plötzliches Abreißen des ganzen erfaßten Faserstückes erfolgt, so daß die Schnittfläche rauh und uneben ausfällt. Man umgeht diesen Uebelstand bei den besagten Handhobeln durch eine gegen den Faserlauf schräge Stellung der Schneide, Fig. 672, wodurch man erreicht, daß jede Faser immer nur in einem Punkte angegriffen wird, in Folge dessen man einen glatteren Schnitt erhält. Auch gewährt die gegen die Bewegungsrichtung schräge Stellung der Schneide die in §. 54 erläuterten Vortheile, die man in der Technik vielfach durch den sogenannten gezogenen Schnitt zu erreichen sucht.

Fig. 671. Fig. 672.

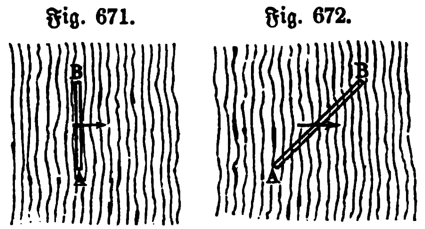
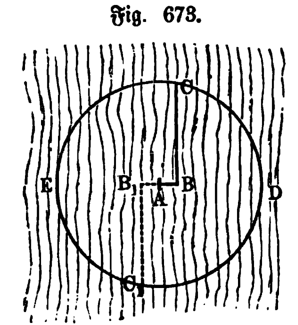
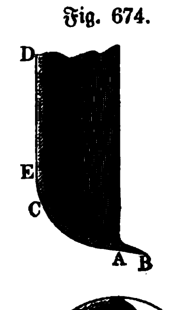


Fig. 673.



Denkt man sich nun einen um die Axe A, Fig. 673, drehbaren Bohrer mit einer von der Mitte ausgehenden geraden Schneide BC von der Länge ungefähr gleich dem Halbmesser des zu bohrenden Loches versehen, so begegnet diese Schneide bei ihrer Drehung um A zweimal bei jedem Umgange einer zu ihr parallelen Faser in den Stellungen BC und $B_1 C_1$, und es findet hierbei jene gedachte unvollkommene Schneidwirkung statt; auch kann unter Umständen ein Spalten des Holzes durch die große, in diesen Stellungen ausgeübte Kraft nach der Richtung von D und E veranlaßt werden. Es ist hier zu bemerken, daß die Faser nicht bloß in der Länge BC von dem Grunde, sondern auch an ihrem Ende C von dem umgebenden Holze abzureißen ist, was eine besondere Rauhigkeit des Lochumfanges in der Nähe der Stellen bei C und C_1 zur Folge hat.

Fig. 674.



Um diesen Uebelständen zu begegnen, hat man bei den sogenannten Löffelbohrern eine gekrümmte Schneide angewendet, indem man den Bohrer nach Fig. 674 in der Gestalt einer halben Röhre DE

ausführt, welche unterhalb durch ein ebenes oder auch wohl kugelig ausgetieftes Plättchen CA abgeschlossen wird, das an dem gekrümmten Umfange AB zu einer scharfen, entsprechend schräg abwärts gerichteten Schneide ausgebildet ist. An dieser Schneide AB bilden sich bei der Umdrehung die Späne, die in der Höhlung der halben Röhre Raum finden, um nach oben zu gelangen, wobei diese Röhre DE gleichzeitig dem Bohrer zur Führung in dem gebohrten Loche dient, und einem Verlaufen durch den Einfluß des einseitig auf die Schneide AB wirkenden Druckes begegnet.

In vorzüglicher Weise hat man den gleichen Zweck eines gezogenen Schnittes durch die gegen die Bewegungsrichtung schräge Stellung der Schneide bei den sogenannten steyerischen Schneckenbohrern, Fig. 675, erreicht. Ein solches Werkzeug wird aus einer runden Stahlstange dadurch hergestellt, daß man das Ende flach schmiedet, rinnenförmig aushöhlt und in der aus der Figur ersichtlichen Weise um die Axe windet. Hierbei nehmen die beiden Ränder der halbcylindrischen Rinne die Gestalt von Schraubenlinien an, deren Steigung sich nach dem Ende hin stetig verkleinert, während sie nach dem Schafte hin in die parallel zu der Axe gestellten Rinnenränder übergehen. Von diesen beiden schraubenförmigen Kanten dient die eine ab zum Ausschälen der Späne, die in der Höhlung Raum finden, während die andere Kante cd wegen ihrer rückwärts gekrümmten Form nicht schneiden kann. Es ist leicht ersichtlich, daß ein solcher Bohrer eine Holzfaser niemals ihrer ganzen Länge nach, sondern immer nur in einzelnen Punkten angreift, und daß die schön polirte äußere Oberfläche den Bohrer bei tieferem Eindringen sicher führt. Der an der Spitze eingefeilte Schraubengang ac wirkt als Einzugvorrichtung, indem sich der Bohrer dadurch selbstthätig in das Holz einschraubt.

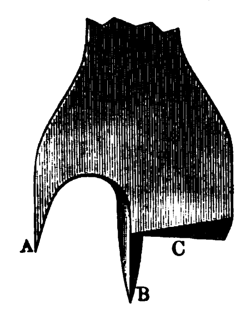
Fig. 675.



Bei dem Bohren von Löchern durch dünne Platten kann man die vorerwähnten Bohrer nicht gut anwenden, man bedarf bei denselben einer senkrecht zur Axe liegenden Schneide, die also eine ebene Endfläche des Loches erzeugt, und man wendet bei derartigen Bohrern meistens eine gerade, nahezu radial stehende Schneide an. Die hierbei zur Geltung kommenden schädlichen Einflüsse des Fasernlaufes hebt man dadurch ganz oder theilweise auf, daß man ein besonderes, im Umfange des Loches herumgehendes Vorschneidmesser anbringt, welches die sämmtlichen Fasern im Umfange des Loches zuerst durchschneidet, ehe die darauf folgende Bohrschneide das Holz innerhalb des so erzeugten Kreisschnittes ablöst. In dieser Weise wirkt der Centrumbohrer, Fig. 676, der so genannt wird, weil in der Mitte eine

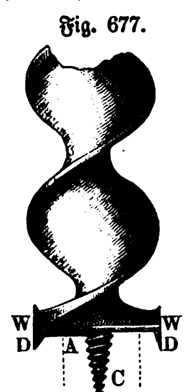
meist dreikantige Spitze B angebracht ist, die den Bohrer richtig führen soll. Die Wirkung des Vorschneiders A und der unter geringer Neigung gegen die Querschnittsebene gestellten Bohrschneide C ist nach der Figur und dem Vorhergehenden deutlich.

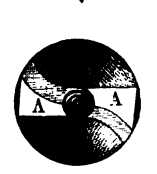
Fig. 676.



Bei allen bisher besprochenen Bohrern für Holz stellt sich ein einseitiger Widerstand ein, insofern alle diese Bohrer das Holz nur mittelst einer ganz auf derselben Seite der Axe liegenden Schneide bearbeiten, im Gegensatze zu den im vorigen Paragraphen besprochenen Bohrern für Metall, die fast immer mit zwei diametral gegenüber liegenden Schneiden versehen sind. Während dieser Uebelstand bei den steyerischen Schnecken- und den Löffelbohrern weniger nachtheilig ist, indem dieselben, sobald sie einigermaßen tief eingedrungen sind, in der oberhalb angeschlossenen Rinne sehr sicher geführt werden, so ist bei den Centrumbohrern, denen eine solche Führung abgeht, leicht ein Verlaufen zu befürchten, besonders, wenn das Holz zu weich ist, um dem einseitig auf die Schneide ausgeübten Drucke genügenden Widerstand entgegenzusetzen. Man hat daher die Bohrer auch mit zwei zu beiden Seiten der Axe liegenden gleichen Schneiden ausgeführt; insbesondere werden auch hier die schraubenförmigen Bohrer vielfach gebraucht. Nach Fig. 677, welche einen derartigen Bohrer darstellt, besteht derselbe aus einem flachen, schraubenförmig um die eigene Axe gewundenen Stahlstabe, dessen beide Ränder in Folge der Windung die Gestalt einer zweigängigen Schraube angenommen haben. Am unteren Ende läuft jeder Gang in eine Schneide aus, die je aus zwei Theilen besteht. Während die parallel zur Axe stehenden kurzen Vorschneider D zum Durchschneiden der Holzfasern im Umfange des Loches dienen, heben die senkrecht zur Axe gestellten schaufelförmigen Schneiden A die Späne ab, wie dies schon bezüglich des Centrumbohrers angeführt worden ist. In der Axe des Bohrers ist zwischen den beiden Schneiden die kleine Zugschraube C angebracht, welche in der Regel als zweigängige Schraube ausgeführt wird, so daß jeder ihrer beiden Gänge sich an eine der beiden Schneiden anschließt. Offenbar wird dadurch der Bohrer bei jeder Umdrehung um die Steigung dieser Schraube angezogen, so daß die Dicke der Späne gleich dem Abstande

Fig. 677.



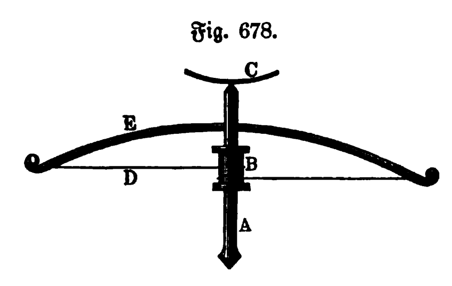


der Gewindegänge auf der Zugschraube ist. Ein Druck in der Richtung der Axe braucht daher auf diese Bohrer nicht ausgeübt zu werden. Es ist ersichtlich, daß diese Bohrer ebenso wie die Schraubenbohrer für Metall, Fig. 668, den Vorzug einer guten Führung und selbstthätigen Entfernung der gebildeten Späne darbieten.

Von den sonst noch angewandten Bohrern für Holz soll hier nicht weiter gehandelt werden, die Bohrer für Stein mögen bei der Besprechung der betreffenden Steinbohrmaschinen näher angeführt werden.

§. 184. **Bohrgeräthe.** Der Behandlung der eigentlichen Bohrmaschinen möge eine kurze Erwähnung derjenigen Geräthe vorhergehen, deren man sich zum Bohren in solchen Fällen zu bedienen pflegt, wo entweder eine Bohrmaschine nicht vorhanden ist oder sich nicht gut anwenden läßt. Bei jedem Bohren handelt es sich, wie sich aus den vorstehenden Bemerkungen ergiebt, um die Umdrehung des Bohrers und seine Vorschiebung in der Richtung der Axe des zu erzeugenden Loches. Die Umdrehung des Bohrers durch die Hand des Arbeiters wird bei den hier in Frage stehenden Bohrgeräthen in verschiedener Weise bewirkt. Die Verschiebung geschieht entweder durch einen auf den Bohrer wirkenden Druck, sei es, daß derselbe unmittelbar vom Arbeiter, sei es, daß er durch einen belasteten Hebel ausgeübt wird; oder man bedient sich einer gegen den Bohrer wirkenden Schraube, die langsam umgedreht wird. Es wurde schon im vorigen Paragraphen bemerkt, daß gewisse Bohrer für Holz unmittelbar an ihrer Schneide die Zugschraube tragen, die den Vorschub selbstthätig bewirkt.

Fig. 678.

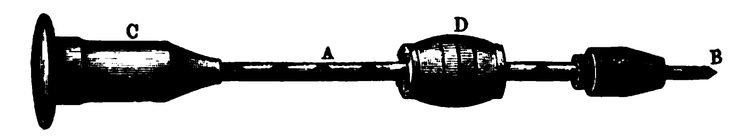


Nur für die kleinsten Bohrer wendet man das einfache, aus Fig. 678 ersichtliche Werkzeug zur Umdrehung des mit einer Rolle B versehenen Bohrers A an, der durch eine um diese Rolle in einer Umwindung geschlungene Schnur D abwechselnd in entgegengesetzten Richtungen umgedreht wird, sobald man den die Schnur tragenden Bogen E hin und her bewegt. Der Druck zum Vorschieben wird einfach durch das Blech C ausgeübt, das vor der Brust des Arbeiters liegt. Für diese Betriebsart wurden, wie schon bemerkt, die Bohrer ursprünglich als zweischneidige ausgeführt, doch wendet man der besseren Wirkung wegen auch vielfach einschneidige Bohrer in dieser Bohrrolle an. Die Umdrehungszahl des Bohrers ergiebt sich hierbei einfach zu $\frac{l}{\pi d}$,

wenn d den Durchmesser der Rolle und l die Länge eines Ausschubes des Bogens vorstellt. Der Durchmesser d schwankt hierbei etwa zwischen 10 und 25 mm, der Ausschub l zwischen 0,15 und 0,30 m.

Ein wegen seiner bequemeren Anwendung vielfach anstatt des Bohrbogens gebrauchtes Werkzeug ist das durch Fig. 679 verdeutlichte. Dasselbe besteht einfach aus einem mit steilen Schraubengewinden versehenen geraden Stabe A, der am unteren Ende den Bohrer B aufnimmt und oberhalb mit dem Hefte C drehbar verbunden ist. Durch eine auf diesem Stabe hin und her geschobene Hülse D, die im Inneren passende Hervorragungen für die Gewinde trägt, also wie eine Mutter wirkt, wird die Spindel ebenfalls abwechselnd hin und her gedreht, während der erforderliche Druck auf das Heft C mit der Hand oder durch die Brust vom Arbeiter ausgeübt werden kann. Die Schraubengewinde werden hierbei meist durch Winden eines prismatischen Stabes von quadratischem oder polygonalem Querschnitte gebildet, wobei jede Kante des Stabes eine Schraubenlinie bildet. Um die Wirkung zu ermöglichen, müssen diese Gewinde genügend steil sein, der Winkel, den sie mit der Axe bilden, muß auf alle Fälle kleiner als $90 - \varrho$

Fig. 679.



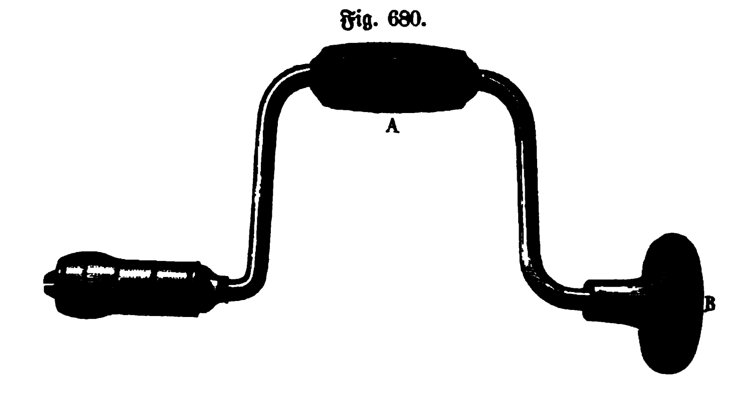
sein, wenn ϱ den zugehörigen Reibungswinkel vorstellt. Bezeichnet h die Steigung eines Schraubenganges, so wird der Bohrer bei einer Verschiebung der Hülse $\frac{l}{h} = n$ mal umgedreht, wenn l die Länge dieser Verschiebung bedeutet.

Bei den gewöhnlichen Werkzeugen dieser Art, bei denen die Spindel durch einen gewundenen Stab gebildet wird, erhält man durch die Hin- und Herbewegung der Hülse eine abwechselnde Drehung des Bohrers rechtsum und linksum. Das in der Figur gezeichnete Werkzeug dagegen ist so ausgeführt, daß der Bohrer stets nach derselben Richtung umgedreht wird, zu welchem Ende die Spindel A mit linken und rechten Gewindegängen versehen ist und die Hülse D an dem einen Ende die linke, an dem anderen die rechte Mutter lose trägt. Bei der Bewegung der Hülse wird durch geeignete, mit schrägen Zähnen versehene Kuppelungen abwechselnd die eine und die andere Mutter mit der Hülse fest verbunden.

Während die vorstehend besprochenen Geräthe nur für die kleinsten Bohrer und insbesondere für weichere Materialien anwendbar sind, so gebraucht

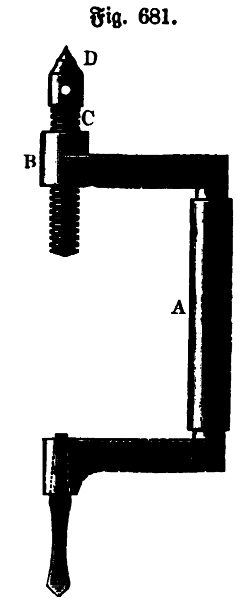
man bei größeren Widerständen die Handkurbel, wovon in Fig. 680 eine für das Bohren in Holz und in Fig. 681 für die Aufnahme von Metallbohrern dienliche Ausführung dargestellt ist. Die Umdrehung der Kurbel

Fig. 680.



und des in ihr steckenden Bohrers erfolgt in ersichtlicher Weise durch die Hand an dem Hefte A der Kurbel, und der Vorschub des Bohrers wird bei der Brustleier, Fig. 680, durch den Druck der Brust gegen den Knopf B erzielt, während in Fig. 681 hierzu die Schraube C dient. Die letztere stemmt sich mit ihrer oberen Spitze D gegen ein festes Grübchen, in welchem sie sich leicht drehen kann, und da das Muttergewinde in dem Auge B der Kurbel befindlich ist, so genügt eine zeitweise geringe Drehung der Schraube durch einen in ein Loch des Kopfes gesteckten Stift, um den Bohrer in entsprechendem Maße vorzuschieben.

Fig. 681.



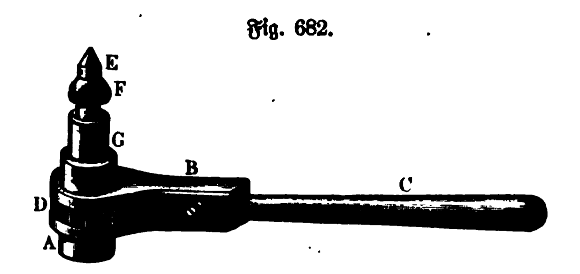
Wenn bei dem Bohren aus freier Hand der zum Umdrehen der Kurbel im vollen Kreise erforderliche Raum nicht vorhanden ist, so wird der Bohrer durch einen Hebel gedreht, den man in kleinem Bogen hin und her schwingt. Dabei kann die Einrichtung entweder so getroffen werden, daß der Bohrer nur bei der einen Bewegung des Hebels mitgeht, oder so, daß er durch die beiden entgegengesetzten Schwingungen des Hebels immer in derselben Richtung umgedreht wird. Eine Einrichtung der ersteren Art zeigt Fig. 682.

Der Bohrer steckt mit seinem vierkantigen Ende in einer passenden Höhlung des kurzen cylindrischen Stückes A, das in dem gabelförmigen Auge B des

Hebels C leicht drehbar ist. Zwischen den beiden Schenkeln der Gabel ist auf der Bohrhülse A ein Schaltrad D befestigt, in dessen Zähne eine Schaltklinke eingreift, die mit dem Hebel drehbar verbunden ist und durch eine Feder in die Zähne gedrückt wird. Denkt man sich daher das Werkzeug mit der kegelförmigen Spitze E gegen einen festen Anschlag gestemmt, so wird der Bohrer durch die Schaltklinke nur bei der einen Bewegung des schwingenden Hebels C mitgenommen, während bei der Rückschwingung desselben die Klinke über die Zähne hinweggleitet. Dem Bohrer wird hierdurch eine absetzende Bewegung ertheilt und um ihn vorzuschieben, dient eine ähnliche Einrichtung, wie sie in Fig. 681 dargestellt und vorher beschrieben wurde. Es ist hierzu nöthig, die Schraube F, deren Muttergewinde in der Bohrhülse bei G befindlich sind, zeitweise entsprechend zu drehen, zu welchem Ende ein Stift in eins der im Kopfe der Schraube angebrachten Löcher gesteckt wird.

Das Bohren mit einem solchen Hebel, der den Namen **Bohrknarre** führt, geht nur langsam von statten, und zwar nicht bloß deswegen, weil

Fig. 682.

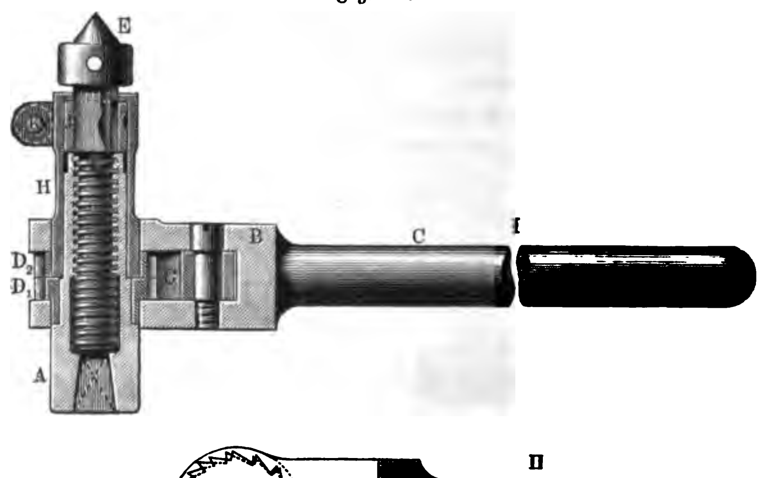


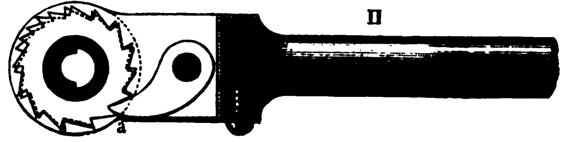
der Bohrer nur in schrittweiser Bewegung von je $^1/_8$ bis $^1/_6$ einer Umdrehung bewegt wird, sondern auch wegen der Nothwendigkeit, zur Vorstellung des Bohrers die eine Hand verwenden zu müssen. Man hat, um dem letztgedachten Uebelstande vorzubeugen, die Einrichtung auch so getroffen, daß der Vorschub selbstthätig bewirkt wird, und dies z. B. durch die Bohrknarre, Fig. 683 (a. f. S.), erreicht.

Hierbei wird durch die Schwingung des Hebels C sowohl die zur Aufnahme des Bohrers dienende Bohrhülse A wie auch die Schraubenspindel F gedreht; da aber der Betrag der Drehung für diese beiden Theile etwas verschieden ist, so muß ein Herabschrauben der Hülse A an der Schraubenspindel F entsprechend dem Unterschiede dieser beiden Drehungen erfolgen. Um dies zu erreichen, sind zwei Schalträder D_1 und D_2 angeordnet, von denen das eine 15 und das andere 14 Zähne enthält, und gegen welche eine gemeinschaftliche Schaltklinke G wirkt. Von diesen beiden Rädern sitzt D_1 fest auf der Bohrhülse, während D_2 auf einer die Bohrhülse A um-

gebenden Röhre H befindlich ist. Diese an ihrem oberen Ende aufgeschlitzte Röhre kann durch eine Klemmschraube K so fest zusammengezogen werden, daß sie bei ihrer Umdrehung den oberhalb eingelegten Ring J und durch Nuth und Feder auch die Druckschraube F mitnimmt. Wenn man dagegen die Klemmschraube löst, so dreht sich die Röhre H lose um den Ring J, ohne die Schraubenspindel F zur Umdrehung zu nöthigen. In diesem letzteren Falle kann daher das Werkzeug wie eine gewöhnliche Bohrknarre benutzt werden, indem man den Vorschub zeitweise durch Umdrehung der Schraube an deren Kopfe E mittelst eines Stiftes vornimmt. Wird dagegen durch Anziehen der Klemmschraube K die Röhre H mit der

Fig. 683.





Schraubenspindel F zu' einem Ganzen verbunden, so ist die Wirkung folgende.

Bezeichnet z_2 die Zähnezahl des Rades D_1 und z_1 diejenige von D_2, so gehört zu einem Zahne des Rades D_1 ein Mittelpunktswinkel $\alpha_1 = \frac{2\pi}{z_1}$ und von D_2 ein solcher $\alpha_2 = \frac{2\pi}{z_2}$, es ist also der Unterschied zwischen beiden $\alpha_2 - \alpha_1 = 2\pi\left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right)$. . Wird nun der Hebel aus seiner Endlage, in welcher die beiden von ihm bewegten Zähne, wie in der Figur bei a, genau über einander stehen, um n Zähne des Rades D_2 zurückbewegt,

so hat bei der darauf folgenden Vorwärtsbewegung des Hebels die Schaltklinke zuerst das Rad D_2 allein um den Betrag

$$n(\alpha_2 - \alpha_1) = n \,.\, 2\pi\left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right)$$

zu drehen, ehe sie auch den betreffenden Zahn des Rades D_1 mitnehmen kann. Ist daher der Hebel wieder bis zu seinem Ausgangspunkte zurückgekehrt, um in derselben Weise das Spiel zu wiederholen, so hat eine Drehung des Rades D_1 mit dem Bohrer um $n\alpha_1 = n\frac{2\pi}{z_1}$, und eine ebenso gerichtete Drehung der Röhre H mit der Schraube um $n\alpha_2 = n\frac{2\pi}{z_2}$ stattgefunden, so daß für diese Drehung des Bohrers in dem Betrage $\frac{n}{z_1}2\pi$ ein Vorschub gleich $n\left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right)h$ erzielt worden ist, wenn man mit h die Steigung der Schraube bezeichnet.

Es ist von Interesse, zu bemerken, daß man bei dieser Vorrichtung auch den Vorschub beliebig kleiner machen kann, wenn man die Klemmschraube K nur mäßig anzieht, wie sich in folgender Weise erklärt. Die vorstehende Rechnung gilt nämlich nur so lange, als die Röhre H mit der Schraubenspindel F so fest verbunden ist, daß die letztere gezwungen ist, die Drehung der Röhre H mitzumachen, ohne zu gleiten. Wenn indessen die Klemmschraube K nicht so stark angezogen wurde, vielmehr ein gewisses Gleiten der Röhre H auf dem die Schraube umfangenden Ringe J eintreten kann, so muß der Vorschub geringer ausfallen, als er unter der ersten Voraussetzung einer ganz festen Anspannung der Klemmschraube K ist. Bezeichnet man nämlich den durch die Wirkung der Klemmschraube zwischen der Röhre H und dem Ringe J am Halbmesser r erzeugten Reibungswiderstand mit W, so wird die Schraubenspindel nur so lange von der Röhre H mitgenommen werden, als das Moment Wr der gedachten Reibung größer ist, als das Moment desjenigen Widerstandes, welcher sich zwischen den Gewindegängen einer relativen Verdrehung der Schraubengewinde gegen diejenige der Mutter entgegensetzt. Wird dieses Widerstandsmoment jedoch größer als das erwähnte Reibungsmoment zwischen der Röhre H und dem Ringe J, so schleift die erstere auf dem Ringe und die Schraube bleibt stehen. Da nun aber der Widerstand zwischen den Gewindegängen in dem Maße zunehmen muß, wie der Bohrer stärker vorgeschoben wird, so geht hieraus hervor, daß man durch mehr oder minder starkes Anziehen der Klemmschraube K eine gewisse Regelung des Vorschubes in der Hand hat.

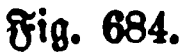
Die Bohrknarren, die man so ausgeführt hat, daß bei dem Ausschwenken des Hebels sowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung der Bohrer

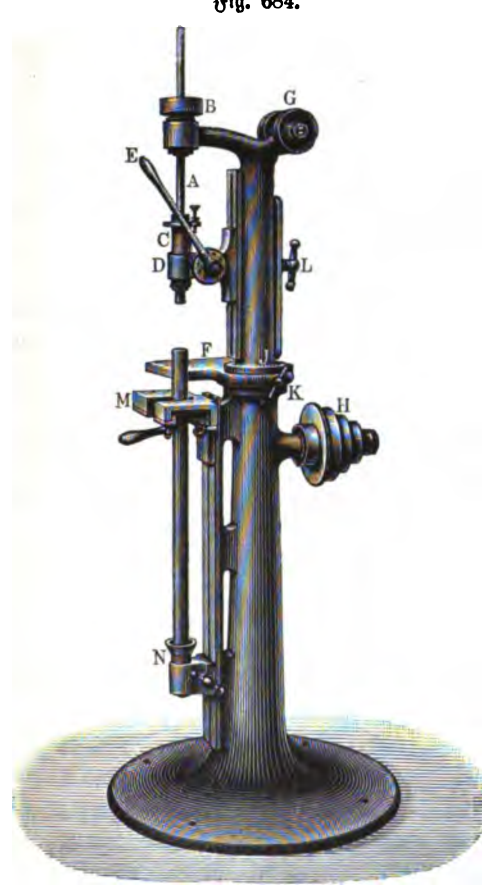
nach ein und derselben Richtung gedreht wird, mögen nur erwähnt werden, da sie den an sie geknüpften Erwartungen nicht entsprochen haben, sich vielmehr meistens als schwerfällige und den Arbeiter ermüdende Werkzeuge herausgestellt haben. Man wird sich der vorstehenden Geräthe, der Bohrkurbeln wie der Bohrknarren, natürlich immer nur nothgedrungen in solchen Fällen bedienen, wo die theure und wenig wirksame Handarbeit nicht umgangen werden kann, wie bei der Aufstellung von Maschinen oder Eisenconstructionen, wo Bohrmaschinen nicht vorhanden oder anzubringen sind.

§. 185. **Bohrmaschinen.** Nach dem Vorstehenden ist es nun leicht, die Einrichtung und Wirkungsweise der Bohrmaschinen zu verstehen. So verschieden dieselben auch in Betreff ihrer besonderen Verwendungsart und Anordnung, namentlich auch in Bezug auf ihre Gestelle sein mögen, so stimmen sie doch in den Hauptpunkten sämmtlich mit einander überein. Zur Bewegung des Bohrers ist immer eine in Lagern möglichst sicher geführte Spindel vorhanden, die je nach dem Durchmesser des zu bohrenden Loches mit verschiedener Geschwindigkeit gedreht werden kann, so daß die Umfangsgeschwindigkeit des Bohrers den in §. 147 angeführten zweckmäßigsten Werthen nahe kommt. Hierzu sind fast allgemein die Stufenscheiben gebräuchlich, auch wird bei den größeren Bohrmaschinen das von den Drehbänken her bekannte doppelte Vorgelege häufig angewandt. Zur Vorschiebung des Bohrers ist die Bohrspindel fast immer ihrer Länge nach in ihren Lagern verschieblich, nur in außergewöhnlichen Fällen bewegt man das Arbeitsstück gegen die unverschieblich gelagerte Bohrspindel. Die Spindel wird bei allen nicht ganz kleinen Bohrmaschinen selbstthätig verschoben, doch ist immer auch für eine Vorschiebung durch die Hand Sorge getragen; das Zurückziehen des Bohrers aus dem fertigen Loche geschieht immer mit der Hand, ebenso wie das Anstellen vor dem Bohren eines Loches. Hierbei ist dafür zu sorgen, daß der Bohrer schneller verschoben werden kann, als bei dem eigentlichen Bohren zulässig ist. Das Arbeitsstück steht, wenn es größere Abmessungen hat, auf einer festen Grundplatte, kleinere Stücke werden auch wohl auf einer Tischplatte befestigt, die der Höhe des Arbeitsstückes entsprechend höher und tiefer gestellt werden kann, um eine unnöthig große freie Länge des Bohrers zu vermeiden. Zuweilen auch wird die Tischplatte nach einer oder zwei zu einander senkrechten Richtungen verschieblich gemacht, um die durch einen Kerner bezeichnete Mitte des zu bohrenden Loches genau in die Axe der Bohrspindeln bringen zu können. Bei allen Bohrmaschinen mit senkrechten Spindeln, wie sie meistens ausgeführt werden, ist die genau wagrechte Stellung der ebenen und sorgfältig abgehobelten Tischplatte eine Hauptbedingung für schnelles und gutes Arbeiten. Je nach der Anordnung der ganzen Maschine und der danach sich richtenden Form des Gestelles unter-

scheidet man wohl Wand-, Säulen- und freistehende Bohrmaschinen; eine besondere Art bilden die Radial- oder Krahnbohrmaschinen.

Eine einfache Bohrmaschine zur schnellen Herstellung kleinerer Bohrungen in leichteren Gegenständen ist in Fig. 684 abgebildet. Bei dieser Maschine, wie sie in der Fabrik von Frister und Roßmann in Berlin gebaut wird, ist die Bohrspindel *A* oberhalb mit Nuth und Feder durch die in dem Gestellarme drehbar gelagerte Nabe der Riemscheibe *B* geführt, während sie am unteren Ende von der langen Hülse *C* gehalten wird, in der sie sich frei drehen kann. Durch hervorragende Bundringe wird sie genöthigt, sich an der auf- und absteigenden Bewegung dieser Hülse zu betheiligen. Die Hülse *C* kann in dem Auge *D* des Gestelles durch eine an ihr angebrachte Zahnstange verschoben werden, deren zugehöriges Zahnrad durch den Handhebel *E* gedreht wird. An diesem Hebel wird daher von dem Arbeiter der Druck ausgeübt, der den Bohrer zum Eindringen in das auf dem Tische *F* liegende Arbeitsstück zwingt, während die


Fig. 684.



Bohrspindel durch einen Riemen umgedreht wird, der über den entsprechenden Lauf der Stufenscheibe *H* geht und durch die beiden Führungsrollen *G* auf die Scheibe *B* der Bohrspindel geleitet wird.

Der Tisch *F* kann um die feste Säule *J* gedreht und in bestimmter Stellung durch die Stellschraube *K* befestigt werden, wogegen der zur Führung der Hülse *C* dienende Arm in senkrechter Richtung an der Prismaführung des Gestelles verschoben und ebenfalls durch eine Schraube *L* in

solcher Höhe festgestellt werden kann, wie für die Dicke des Arbeitsstückes erforderlich ist. Durch diese Einrichtung wird erreicht, daß der in die Spindel zu steckende Bohrer nur die der Tiefe der Bohrung entsprechende Länge zu haben braucht, und daß die Bohrspindel durch die niedergehende Hülse C immer an ihrem unteren Ende geführt wird, auch wenn die Spindel in die tiefste Lage gedrückt wurde. Wenn der Tisch F ganz nach der Seite gelegt wird, so kann die Maschine dazu dienen, längere Gegenstände, z. B. Spindeln oder Axen, an dem oberen Ende anzubohren, wozu sie mit dem unteren Ende in den verstellbaren Napf N gestellt werden und oberhalb noch durch einen auf die Prismaführung geschobenen Bügel M gehalten werden können. Derartige Maschinen werden wohl als Schnellbohrmaschinen bezeichnet, weil die Arbeit vergleichsweise schnell damit ausgeführt werden kann. Größere Löcher sind damit nicht zu bohren, weil der Stufenscheibe das zur Ueberwindung größerer Widerstände erforderliche Vorgelege fehlt.

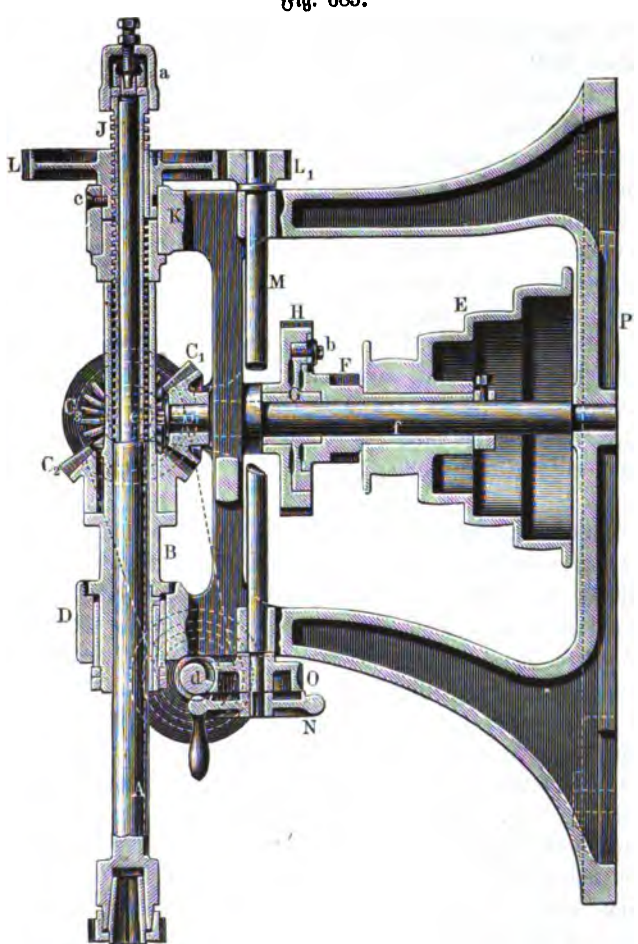
Die Einrichtung einer größeren Bohrmaschine [1]) mit einem doppelten Vorgelege ist in Fig. 685 dargestellt. Hier stellt A die am unteren Ende zur Aufnahme des Bohrers eingerichtete Bohrspindel vor, die in einer Röhre B sich senkrecht verschieben läßt und vermittelst einer der ganzen Länge nach in der Spindel angebrachten Nuth durch die Röhre mitgenommen wird, wenn man diese letztere umdreht. Zu diesem Zwecke greift das auf der Antriebswelle befindliche Kegelrad C_1 in ein anderes solches Rad C_2 auf der Röhre B ein, die in dem Gestelle bei D gelagert ist. Die vier Läufe der Stufenscheibe E ermöglichen wegen der Anordnung eines ausrückbaren doppelten Vorgeleges acht verschiedene Geschwindigkeiten je nach dem Durchmesser des zu bohrenden Loches, und es gelten hierfür die bei Besprechung der Drehbänke angeführten Bemerkungen, nur ist die Einrichtung dieses Vorgeleges hier in etwas abweichender Art getroffen. Die Stufenscheibe E nämlich ist auf der hülsenförmig verlängerten Nabe des kleines Zahnrades F befestigt, das auf der Axe f lose drehbar ist. Die Umdrehung dieser Axe wird vermittelt durch die fest auf die Axe gekeilte Scheibe G, mit welcher das Rad F fest verbunden werden kann, sobald man eine in der Scheibe G befindliche Schraube b so weit nach innen rückt, daß sie in einen Einschnitt des an dem Rade F befindlichen Randes tritt. Gleichzeitig ist auf der Nabe der Scheibe G das größere Zahnrad H lose drehbar befindlich, doch kann dieses Rad mit der Scheibe G durch diese Schraube b fest verkuppelt werden, wenn diese bis zum Eingriff mit einem Einschnitte im Kranze des Rades H nach außen verschoben wird; die Verbindung der Scheibe G mit dem kleinen Zahnrade F ist dann aufgehoben. Die zur Umsetzung der Bewegung erforderliche, in der Zeichnung nicht weiter sichtbare Vorgelegswelle hat die

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

übliche Einrichtung, indem sie mit zwei Zahnrädern, einem größeren in *F* und einem kleineren in *H* eingreifenden, versehen ist und mittelst excentrischer Zapfen ein- und ausgerückt werden kann.

Zum Vorschub des Bohrers ist folgende Einrichtung getroffen. Die Bohrspindel *A* ist in ihrem oberen Theile um so viel dünner als im unteren

Fig. 685.



gehalten, daß in den Zwischenraum zwischen ihr und der Röhre *B* ein zweites Rohr eingebracht werden kann, das äußerlich mit Schraubengewinden versehen ist. Diese Rohrschraube *J* betheiligt sich nicht an der Drehung der Bohrspindel, sie kann aber durch die gewählte Einrichtung eine besondere langsame Umdrehung empfangen, in Folge deren sie sich durch die an dem

Gestelle bei K fest angebrachte Mutter hindurchschiebt. Zur Umdrehung der Rohrschraube dient das Zahnrad L, das über die Schraube J geschoben wurde und innerlich mit einem vorspringenden Keile versehen ist, der in eine Nuth eingreift, die in der Rohrschraube deren ganzer Länge nach vorhanden ist. Das Rad L ist in dem Gestell so gelagert, daß es sich darin frei drehen kann, wogegen ihm eine axiale Verschiebung, insbesondere ein Abheben von dem Gestell durch eine Stellschraube c verwehrt ist, die in eine ringförmige Nuth der Radnabe eintritt. Es ist ersichtlich, wie vermöge dieser Einrichtung die Umdrehung des Rades L eine Verschiebung der Rohrschraube J zur Folge haben muß, und um diese Verschiebung auf die Bohrspindel A zu übertragen, ist die Rohrschraube am oberen Ende mit einem aufgeschraubten Bügel a versehen, durch den eine auf das Ende der Bohrspindel drückende Stahlspindel hindurchtritt.

Zur Erzielung des selbstthätigen Vorschubes dient die senkrechte Hülfswelle M, die mit dem kleinen Zahnrade L_1 das Rad L umdreht und selbst durch ein am unteren Ende befindliches Schneckenrad O bewegt wird, in welches eine Schraube ohne Ende auf der kurzen Zwischenwelle d eingreift. Diese Zwischenwelle endlich wird durch einen Riemen von der oberen Zwischenwelle e umgedreht, welche letztere den Antrieb von dem Kegelrade C_2 der Bohrspindel durch das Kegelrad C_3 empfängt. Stufenscheiben auf d und e ermöglichen dabei, den Vorschub in bestimmten Grenzen zu verändern.

Zur Vorschiebung des Bohrers aus freier Hand und zum schnellen Rückführen desselben dient das auf dem unteren Ende der Welle M angebrachte Handrad N. Da durch dasselbe aber eine Umdrehung so lange nicht herbeigeführt werden kann, als die Schraube ohne Ende in das Schneckenrad O eingreift, indem dieses Getriebe hierbei als Gesperre wirken würde, so ist die Anordnung so getroffen, daß das Schneckenrad lose auf die Welle M gesetzt ist und erst durch das Handrad damit verkuppelt wird. Zu dem Behufe ist der Kranz des Schneckenrades zu einem innerlichen Sperrrade ausgebildet, in das eine an dem Handrade angebrachte, leicht ein- und ausrückbare Sperrklinke eingreift. Hiernach geht bei dem Selbstgange die auf das Schneckenrad übertragene Bewegung durch dessen Sperrzähne auf den Sperrkegel und das Handrad N über, welches die senkrechte Welle M, auf die es gekeilt ist, mitnimmt, während bei ausgerücktem Sperrkegel unmittelbar durch das Handrad eine Verschiebung der Bohrspindel ermöglicht ist.

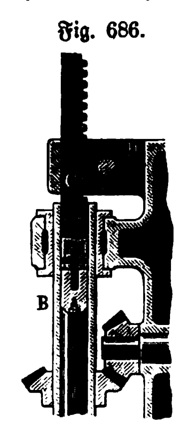
Die hier besprochene Bohrmaschine, die dem Werke von J. Hart entnommen wurde, ist als Säulenbohrmaschine ausgeführt, derart, daß eine gußeiserne Säule dazu dient, die Platte P des Bohrgestelles aufzunehmen, während an dem unteren Theile der senkrecht verstellbare Tisch angebracht ist, und im oberen Theile ein Lager für die Welle des Deckenvorgeleges

befestigt werden kann, das in bekannter Art mit der festen und losen Betriebsriemenscheibe, sowie mit der zweiten Stufenscheibe ausgerüstet ist. Eine Befestigung derselben Maschine an der Wand vermittelst einer geeigneten Gestellplatte anstatt der Säule würde einen wesentlichen Unterschied in der Bauart nicht begründen.

Es ist ersichtlich, daß bei der vorstehend beschriebenen Bohrmaschine die Spindel in ihrer tiefsten Lage auf eine erhebliche Länge frei aus dem Lager D herausragt, so daß sie leichter Erzitterungen ausgesetzt ist, als dies bei einer Anordnung nach Art der Fig. 684 der Fall ist, wo das die Bohrspindel führende Lager verschoben wird.

Die Vorschiebung der Bohrspindel durch eine Schraube ist sehr gebräuchlich, wenn auch vielfach die Anordnung in der Weise abgeändert wird, daß man die Mutter drehbar macht und die Schraube an der Umdrehung verhindert. Man hat manchmal indessen auch die Schraube durch eine Zahnstange ersetzt, die man gegen das Ende der Bohrspindel wirken läßt, wie Fig. 686 zeigt. Hier stellt A das obere Ende der Bohrspindel vor, die ebenfalls in einer Röhre B enthalten ist, von welcher sie die Umdrehung durch Nuth und Feder erhält. In der Verlängerung der Bohrspindel ist die Zahnstange C angebracht, die von dem kleinen Zahnrade D verschoben wird. Hierbei ist die Zahnstange mit der Bohrspindel in solcher Weise zu verbinden, daß die erstere nicht mit umgeht, aber doch bei ihrem Emporsteigen die Spindel mitnimmt. Da bei einer Umdrehung des Zahngetriebes D die Verschiebung gleich dem Umfange desselben ist, so wird die Umdrehung dieses Rades im Allgemeinen nur sehr langsam erfolgen dürfen, und man wendet daher meistens eine zweimalige Uebersetzung durch Schraube ohne Ende und Schneckenrad zur Umdrehung des die Zahnstange treibenden Rades D an.

Fig. 686.



Fortsetzung. Auf eine Eigenthümlichkeit der besprochenen selbstthätigen Vorschiebung muß hier aufmerksam gemacht werden. Vermöge der getroffenen Einrichtung wird dabei der Bohrer für jede Umdrehung um einen ganz bestimmten Betrag in der Richtung der Axe vorgeschoben, und für diese Größe, die man in jedem Falle aus den Verhältnissen der einzelnen Getriebetheile leicht berechnen kann, ist der Widerstand ganz ohne Einfluß, den der Bohrer findet. Dieser Widerstand würde dabei nur dann beständig von derselben Größe sein, wenn das Material vollkommen gleichmäßig wäre und auch die Schneide des Bohrers ihren Zustand während des Arbeitens nicht änderte. Diese beiden Bedingungen sind im Allgemeinen niemals strenge

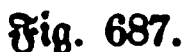
§. 186.

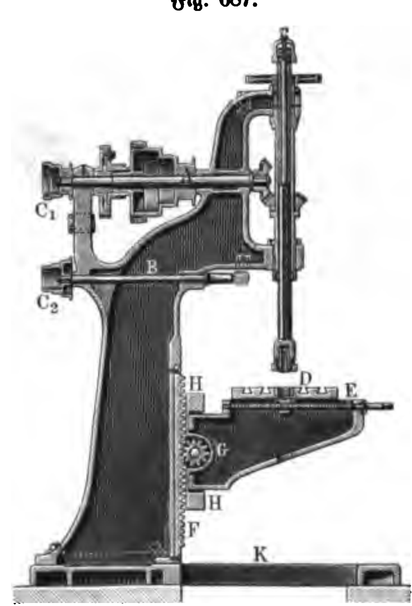
erfüllt, denn das zu bearbeitende Material enthält fast immer mehr oder minder harte Stellen, und der Bohrer wird durch die Arbeit allmählich abgestumpft. Es folgt daher, daß der dem Bohrer sich darbietende Widerstand bei einer Vorschiebung, wie die angegebene, nicht immer dieselbe Größe haben wird, und daß dieser Widerstand unter besonderen Verhältnissen übermäßig große Werthe annehmen kann, was ein Abbrechen des Bohrers oder eine unvollkommene Arbeit zur Folge haben kann. In dieser Beziehung verhält sich der Vorschub der Maschine in Fig. 684 und überhaupt der Vorschub aus freier Hand anders. Denkt man sich, daß der Bohrer in Fig. 684 durch eine unveränderliche Kraft, wie sie etwa durch ein Belastungsgewicht an dem Hebel vorgestellt wird, niedergedrückt werde, so ist viel eher die Möglichkeit eines gleichbleibenden Widerstandes vorhanden, indem unter diesem unveränderlichen Drucke der Bohrer an einer besonders widerstandsfähigen Stelle des Materials weniger tief eindringen wird. Aehnlich werden die Verhältnisse sein, wenn der Bohrer bei einer Maschine wie Fig. 685 aus freier Hand an dem Handrade vorgeschoben wird, indem dann der Arbeiter aus dem Widerstande, der sich der Umdrehung des Handrades entgegenstellt, ein Urtheil über den Bohrwiderstand erhält, und durch das Gefühl dabei ganz von selbst eine entsprechende Regulirung des Vorschubes stattfindet. Man kann demnach einen Unterschied machen zwischen einer constanten linearen Vorschiebung und einer solchen mit constantem Drucke.

Es ist übrigens leicht, auch bei einer selbstthätig wirkenden Einrichtung, wie diejenige in Fig. 685 ist, den Bohrer mit constanter Kraft vorzuschieben, wozu nur erforderlich ist, daß man an irgend einer Stelle in dem vorschiebenden Getriebe eine Reibungskuppelung einschaltet, die mit einer den Umständen angemessenen Kraft zusammengepreßt wird. Würde man z. B. bei dieser Maschine anstatt des Sperrrades und der Sperrklinke eine Reibungskuppelung anwenden, um das Handrad mit der Vorschiebewelle von dem Schneckenrade mitnehmen zu lassen, so würde ein Vorschub nur so lange stattfinden, als zur Umdrehung der Vorschiebewelle an dem Handrade eine Kraft ausreicht, wie sie durch die Reibung daselbst gegeben ist, indem bei einem größeren Widerstande die beiden Theile auf einander gleiten würden. Ein ähnliches Verhalten zeigte sich übrigens auch schon bei der in §. 184 beschriebenen Bohrknarre, Fig. 683, mit selbstthätigem Vorschube. Um diesen Zweck einer Vorschiebung mit bestimmter Kraft zu erreichen, hat man verschiedene Einrichtungen angegeben, die im wesentlichen so zu beurtheilen sind, wie hier angegeben. Man hat auch wohl zu demselben Zwecke den das Arbeitsstück tragenden Tisch dem Bohrer mit constanter Kraft entgegengeführt, indem man diesen Tisch mit einem cylindrischen Plungerkolben ausstattete, der aus einem darunter stehenden hydraulischen Cylinder durch den

Wasserdruck mit unveränderlicher Kraft emporgedrückt wurde. Eine größere Verwendung hat diese Einrichtung aber nicht gefunden.

Ein Beispiel für eine freistehende Bohrmaschine, die ohne weitere Befestigung durch ihr eigenes Gewicht den hinreichend festen Stand erhält, sei durch die Fig. 687 dargestellt, die eine Bohrmaschine der Maschinenfabrik von Gschwindt und Zimmermann[1]) in Karlsruhe versinnlicht. Die Lagerung und Bewegung der Bohrspindel, die Einrichtung des doppelten Vorgeleges und der Vorschub durch die Rohrschraube ist übereinstimmend mit der Maschine Fig. 685 angeordnet. Der einzige Unterschied in dem Antriebe der für den Vorschub dienenden Zwischenwelle B durch die kleinen Stufenscheiben C_1 und C_2 unmittelbar von der Antriebswelle A aus ist aus der Figur ohne weiteres klar. Man ersieht daraus ferner, wie zur Aufnahme des Arbeitsstückes eine Tischplatte D vorgesehen ist, die auf einer prismatischen Führung E mittelst einer Schraubenspindel zu verschieben ist, so daß man das betreffende Arbeitsstück jederzeit genau in die richtige Lage unter dem Bohrer bringen kann. Auch gestattet diese Vorrichtung, nach einander mehrere Löcher genau parallel in derselben geraden Linie neben einander ohne jedesmaliges Umspannen des Gegenstandes zu bohren. Die Verstellung des Tisches nach der Höhe wird hier durch eine am Gestell feste Zahnstange F ermöglicht, in die ein kleines Zahnrad G eingreift, das durch ein seitlich auf der Axe befindliches Schneckenrad mittelst einer Schraube ohne Ende umgedreht wird. Bei dem Bohren hoher Gegenstände kann dieser Tisch um zwei Zapfen H nach der Seite geschwenkt werden, so daß die Arbeitsstücke auf die Grundplatte K gestellt werden können.


Fig. 687.

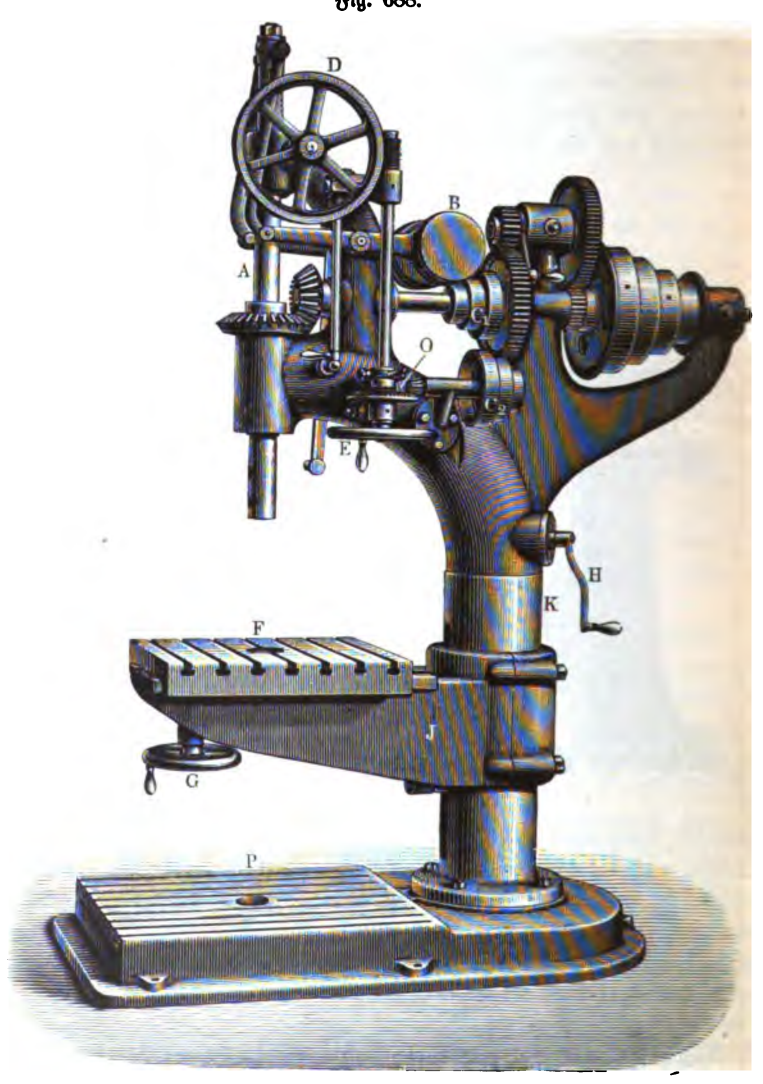


Nach dem Vorhergegangenen dürfte auch die Bohrmaschine Fig. 688 (a. f. S.) der Niles-Werke verständlich sein. Das doppelte Vorgelege hat hier die gewöhnliche Einrichtung und kann mittelst des Hebels L ein- oder aus-

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

gerückt werden. Durch die Gegengewichte B wird die Bohrspindel A im Gleichgewichte gehalten, der Vorschub erfolgt in ähnlicher Weise, wie bei der

Fig. 688.



vorhergehenden Maschine von einer Stufenscheibe C_1 der Antriebswelle aus, aber mit Hülfe einer auf das obere Ende der Bohrspindel wirkenden Zahnstange, deren Getriebe durch das große Schneckenrad D auf der senkrechten

Welle sehr langsam gedreht wird. Die Kuppelung *O* ist an ihrem Hebel auszurücken, wenn der Bohrer aus freier Hand an dem Rade *E* vorgestellt oder zurückgezogen werden soll. Auch hier ist die Tischplatte *F* durch eine Schraube verstellbar gemacht, die an dem Handrade *G* mit Hülfe von zwei Kegelrädern gedreht werden kann. Ebenso wird durch die Kurbel *H* und zwei im Inneren des Ständers *K* gelegene Kegelrädchen eine in der Axe der Säule aufgestellte Schraubenspindel umgedreht, deren Mutter mit dem Träger *J* verbunden ist, so daß hierdurch der Tisch gehoben und gesenkt werden kann. Daß man den Tisch um die Säule *K* drehen kann, wenn die Gegenstände auf die Grundplatte *P* gestellt werden sollen, ist ersichtlich.

Von den bisher besprochenen Bohrmaschinen für Metall unterscheiden sich die für Holz gebräuchlichen Bohrmaschinen durch die einfachere Anordnung, die daraus folgt, daß man bei diesen Maschinen niemals ein Vorgelege anzuwenden nöthig hat, weil der Widerstand immer nur verhältnißmäßig klein und eine größere Bohrgeschwindigkeit anzuwenden ist. Auch die Vorschiebevorrichtung ist einfacher und wird meist durch die Hand oder den Fuß des Arbeiters bewegt, wenn der Bohrer nicht durch eine Zugschraube von selbst eingezogen wird. Die Spindel muß, weil ihr eigenes Gewicht in den meisten Fällen schon einen zu schnellen Vorschub veranlassen würde, immer durch Gegengewichte gut ausgeglichen werden; den Tisch macht man häufig derartig verstellbar, daß er bei schräger Lage das Bohren von Löchern in einer gegen das Arbeitsstück geneigten Richtung zuläßt.

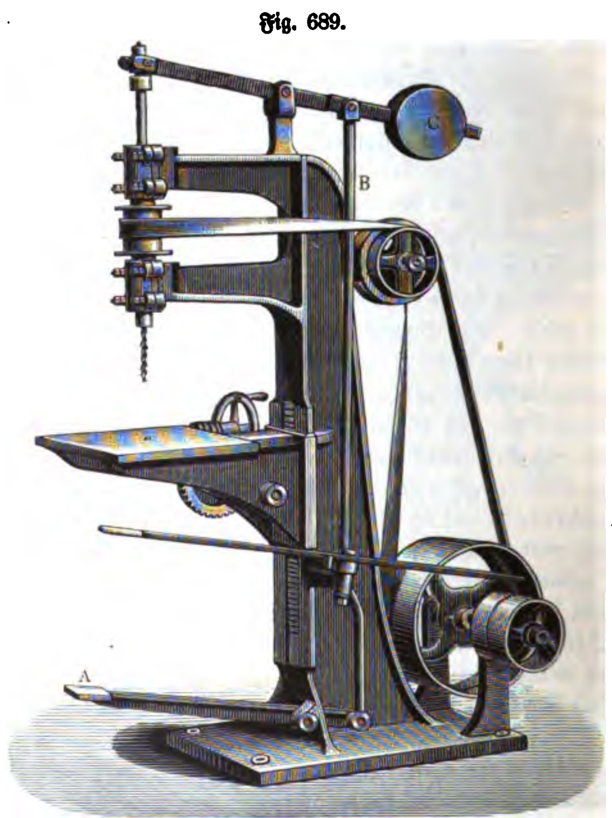
In Fig. 689 (a. f. S.) ist eine Bohrmaschine für Holz der Sächsischen Stickmaschinenfabrik in Kappel gezeichnet. Die senkrecht verschiebliche Bohrspindel wird durch einen Riemen in ähnlicher Weise wie bei der Maschine Fig. 684 gedreht. Vorgeschoben wird der Bohrer mittelst des Tritthebels *A*, der bei dem Niedertreten die Schubstange *B* emporschiebt und das Gegengewicht *C* für die Spindel theilweise entlastet. Die übrige Einrichtung bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Die Bohrmaschinen hat man je nach den besonderen Zwecken, denen sie zu dienen haben, sehr verschieden eingerichtet; insbesondere hat man sie auch mit einer größeren Anzahl von Spindeln ausgerüstet, die gleichzeitig ebenso viele Löcher bohren können. Es wird dadurch erzielt, daß alle unter diesen Spindeln gebohrten Gegenstände in Betreff der Lage der einzelnen Löcher zu einander vollständig übereinstimmen, was bei der massenhaften Herstellung gewisser Gegenstände, z. B. der Nähmaschinen, von großer Bedeutung ist. Von einer Bohrmaschine mit drei Spindeln möge noch in Fig. 690 (auf S. 1043) eine Darstellung gegeben werden.

Wie aus der Figur ersichtlich ist, trägt diese, von den Niles-Works in Hamilton gebaute Maschine an einem durch die beiden Ständer *A* gestützten Querbalken *B* drei Schieber *C*, in denen die Bohrspindeln *D* gelagert sind.

Diese Schieber mit den Spindeln sind wagrecht auf dem Querbalken verstellbar gemacht, so daß die gegenseitige Stellung der Spindeln zu einander den Bedürfnissen entsprechend gewählt werden kann. Zu dieser Verstellung dient die Zahnstange *E* an dem Querbalken und für jeden Schieber ein kleines, durch *G* umzudrehendes Zahnrad. Von der Stufenscheibe *H* erhält die Querwelle *J* die Bewegung, die sie in der aus der Figur ersichtlichen Weise den Spindeln durch Kegelräder mittheilt, welche von den Querschlitten

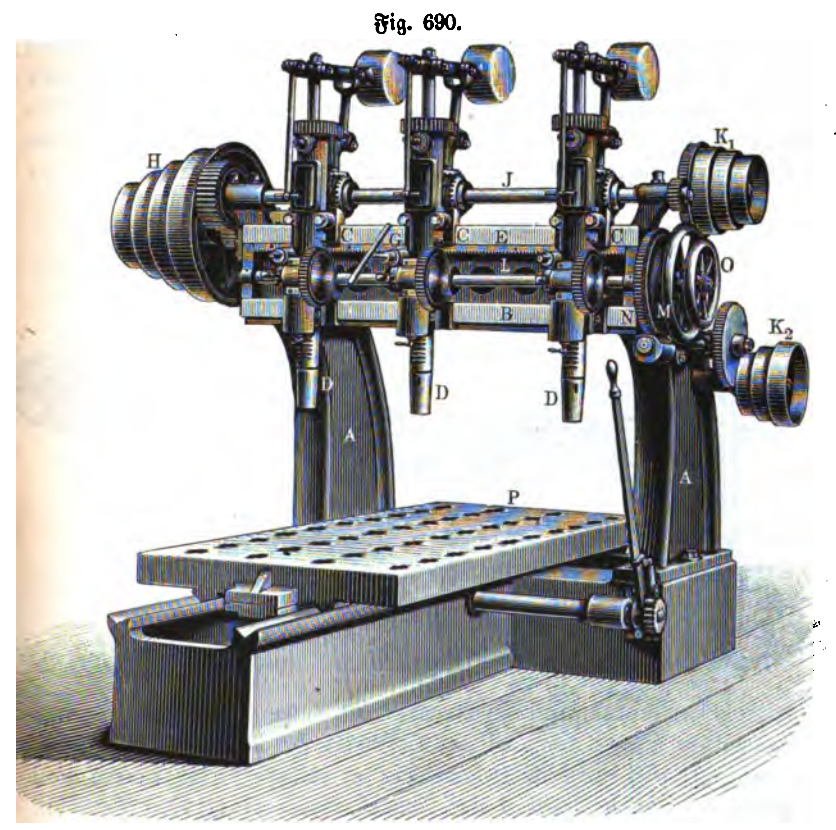
Fig. 689.



bei deren Verschiebung mitgenommen werden. Zum Vorschieben der Bohrer dient die Querwelle *L*, die durch die kleineren Stufenscheiben *K*, durch eine Kegelradübersetzung und durch das Wurmrad *N* mit Schneckenantrieb, langsam umgedreht wird, so daß sie mittelst kleiner Zahnräder die zu Zahnstangen ausgebildeten Bohrhülsen verschiebt. Zum Vorschieben aus freier Hand und zur schnellen Rückführung des Bohrers dient das Handrad *M*, welches auf der Welle *L* mittelst einer Nuth und Feder befindlich

ist und bei dem selbstthätigen Vorschube an dem kleineren Stellrade O fest gegen das lose auf die Welle L gesteckte Wurmrad N gepreßt wird. Diese Anordnung einer Reibungskuppelung gewährt die oben angegebenen Vortheile eines mit constantem Drucke erfolgenden Vorschubes. Vor der Bewegung der Spindel aus freier Hand ist natürlich die Reibungskuppelung zu lösen.

Fig. 690.

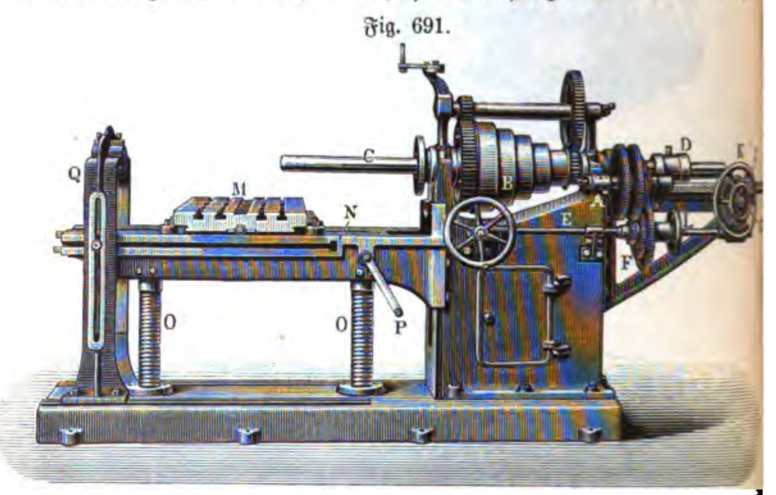


Bei dieser Maschine ist auch in Führungen die Platte P wagrecht zu verschieben, welche zur Aufnahme der zu bohrenden Gegenstände dient; diese Einrichtung gestattet das Bohren vieler Löcher an verschiedenen Stellen eines und desselben größeren Gegenstandes, ohne daß man denselben wiederholt in verschiedener Lage aufspannen muß.

Horizontale Bohrmaschinen. Während die bisher besprochenen Bohrmaschinen sämmtlich eine senkrechte Stellung der Spindel zeigen, hat man auch mehrfach Bohrmaschinen gebaut, bei denen die Bohrspindel wag- §. 187.

recht angeordnet ist. Diese Maschinen sind in vieler Beziehung den in §. 180 besprochenen Cylinderbohrmaschinen ähnlich und dienen wie diese meistens auch zum Ausbohren schon vorhandener Höhlungen, während sie zum Bohren von Löchern aus dem vollen Material nur weniger angewendet werden. Für viele Gegenstände gewährt diese Art der Bearbeitung besondere Vortheile, beispielsweise kann mittelst solcher Maschinen eine größere Anzahl von Wellenlagern, die neben einander auf den Tisch geschraubt werden, mit einem Durchgange der Bohrstange gleichzeitig in genau übereinstimmender Weite ausgebohrt werden. Zuweilen hat man diese Maschinen so eingerichtet, daß sie auch die Arbeit der Drehbank übernehmen können, während ihre Wirkungsweise andererseits vielfach mit derjenigen der weiter unten zu

Fig. 691.



besprechenden Fräsmaschinen übereinstimmt, so daß man damit ebene und prismatische Flächen ebenso wie auf Hobelmaschinen herstellen kann.

Fig. 691 zeigt eine solche Bohrmaschine der Niles-Works, woraus man ersieht, daß in dem Gestell A eine Spindel, ähnlich wie bei einer Drehbank gelagert ist und auch wie bei dieser durch Stufenscheiben B und ein doppeltes Vorgelege umgedreht wird. Durch die hohle Spindel tritt der ganzen Länge nach die eigentliche Bohrstange C hindurch, die am vorderen Ende mit einem Schlitze zur Aufnahme des quer hindurchgesteckten Bohrmessers versehen ist, während das hintere Ende von dem Schlittenstück D getragen wird und von diesem die Längsverschiebung erhält. Zur selbstthätigen Verschiebung dient die Hülfswelle E, die von drei Stufenradvorgelegen F mit dreifach verschiedener Geschwindigkeit bewegt werden kann, und durch eine Schnecke das Schneckenrad auf der Vorschiebewelle G umdreht, die durch ein Zahnrad die mit dem Schlittenstück verbundene Zahnstange H verschiebt. Der

Vorschub oder die Rückführung der Bohrstange aus freier Hand erfolgt von dem Handrade K aus, nachdem die Reibungskuppelung durch das Stellrad J gelöst worden ist; das Handrad L dient dazu, durch eine innere Kuppelung eins der drei auf der Welle E sitzenden Stufenräder F mit der ersteren zu verbinden.

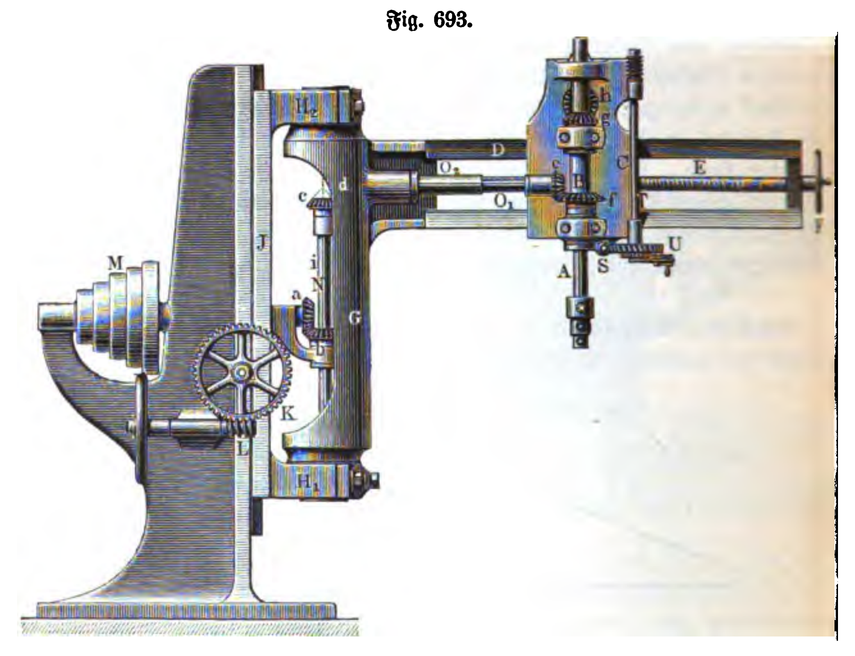
Das Arbeitsstück wird auf der Platte M befestigt, die auf ihrer Unterlage quer verstellt und mit dieser der Länge nach auf dem Bett N verschoben werden kann. Die richtige Höhenlage giebt man dem Bett durch zwei starke Schraubenspindeln O, die gleichzeitig von der Handkurbel P aus durch eine Zwischenwelle mittelst conischer Räder gedreht werden können. Zur sicheren Unterstützung des an dem Gestell in senkrechten Prismen geführten Bettes an seinem freien Ende ist der Bock Q angeordnet, der in seinem oberen Querstege eine Bohrung zur Führung der Bohrstange C enthält. Bei manchen Maschinen dieser Art kann man anstatt dieses Setzstockes Q einen Reitstock anbringen, so daß man Gegenstände zwischen diesem Reitstocke und der Spindel in Spitzen unterstützen und die Maschine wie eine Drehbank benutzen kann. Auch hat man zur Verschiebung der Bohrstange durch die Spindel hindurch eine Schraubenspindel angewendet, die in ähnlicher Art wie bei den in §. 180 besprochenen Cylinderbohrmaschinen durch Differentialräder eine etwas andere Geschwindigkeit erhält, wie die Spindel.

§. 188. **Krahnbohrmaschinen.** Wenn es sich darum handelt, in Gegenstände an verschiedenen Stellen parallele Löcher zu bohren, so ist dazu bei der Anordnung einer fest aufgestellten Bohrspindel die wiederholte Versetzung des Arbeitsstückes auf seiner Unterlage erforderlich. Sind hierbei die Arbeitsstücke schwer und unhandlich, so ist zu dieser Versetzung viel Zeit erforderlich, da das Arbeitsstück in jeder neuen Lage genau ausgerichtet werden muß, um die parallele Lage der gebohrten Löcher zu verbürgen. In solchen Fällen richtet man die Bohrmaschinen zweckmäßig so ein, daß die Bohrspindel sich versetzen läßt, so daß dem Arbeitsstücke eine unwandelbar feste Aufstellung gegeben werden kann. In welcher Art dies zu geschehen hat, wird aus Fig. 692 ersichtlich, worin A einen größeren Dampf- oder Gebläsecylinder vorstellen möge, in dessen Flanschen ringsum eine größere Anzahl von Löchern für die zur Befestigung der Deckel dienenden Schrauben zu bohren sind. Denkt man sich hier die Bohr-

Fig. 692.

spindel in B befindlich, so kann dieselbe nach der Vollendung des daselbst anzubringenden Loches zum Bohren eines anderen Loches, z. B. in C, dadurch befähigt werden, daß man sie an einem um O drehbaren Arme anbringt, an welchem sie der Länge nach verschoben werden kann. Man dreht dann diesen Arm zunächst in die Stellung OB_1 und verschiebt daran die Spindel von B_1 bis C. Weil der Arm OB hierbei in die Lage der verschiedenen Radien eines um O beschriebenen Kreises gebracht werden kann, nennt man diese Art von Bohrmaschinen wohl Radialbohrmaschinen, während die Aehnlichkeit der Bewegung der Bohrspindel mit derjenigen des Lasthakens bei gewissen Krahnen zu der Bezeichnung Krahnbohrmaschine geführt hat.

Fig. 693.



Die Einrichtung dieser Maschinen wird am einfachsten aus der Betrachtung einiger Beispiele deutlich. Es stellt Fig. 693 die von Whitworth herrührende, dem Werke von J. Hart entnommene Anordnung vor. Die Bohrspindel A ist hier in der bekannten Art durch eine Röhre B geführt, die ihre Lager in dem Schlittenstücke C erhält, das auf den Prismaführungen des Armes D verstellt werden kann. Zu dieser Verstellung dient die Schraubenspindel E, deren Mutter mit dem Schlittenstücke C fest verbunden ist, so daß durch die Umdrehung der Schraube an dem Handrade F die beabsichtigte Verschiebung erreicht werden kann. Der Arm D ist mit dem hohlen halbcylindrischen Stücke G zusammengegossen, das in zwei über einander liegenden

Lagern H_1 und H_2 des Rahmens J drehbar ist, so daß durch diese Anordnung den Bedingungen für die Verstellbarkeit der Bohrspindel genügt wird, wie sie vorstehend angeführt worden sind. Außerdem ist noch dafür gesorgt, daß man den Rahmen J in senkrechten Führungen des festen Ständers höher oder niedriger stellen kann, um Gegenstände von verschiedener Höhe bequem bohren zu können, die auf der Grundplatte genau wagrecht aufgestellt werden. Diese senkrechte Verstellung erfolgt vermittelst einer an der Platte J innerlich angebrachten Zahnstange, deren eingreifendes Zahngetriebe durch das Schneckenrad K von der Schraube ohne Ende L gedreht wird.

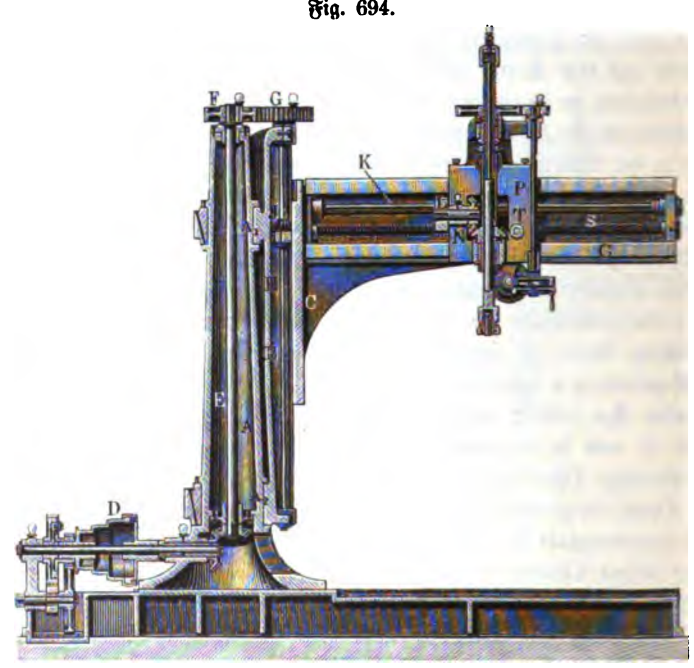
Um nun die Bewegung auf die Bohrspindel in jeder Lage des Bohrschlittens auf dem Arme, sowie bei jeder Stellung des Armes und für jede Höhe desselben zu übertragen, ist folgende Anordnung getroffen. Die durch die Stufenscheibe M umgedrehte Welle bewegt durch Kegelräder a, b eine genau in der Drehungsaxe des Armes aufgestellte stehende Welle N, die mit einer durchgehenden Längsnuth versehen ist, um in jeder Höhenlage des Rahmens J die Bewegung übertragen zu können. Die beiden Kegelräder a, b, die an der Hebung und Senkung nicht theilnehmen dürfen, sind in einem an dem Ständer angebrachten Lager gehalten. Die Welle N trägt am oberen Ende ebenfalls ein Kegelrad c, das in ein ebensolches d auf der wagrechten Welle O_2 eingreift, durch die vermittelst eines dritten Paares von Kegelrädern e und f das Rohr der Bohrspindel umgedreht wird. Diese wagrechte Axe besteht nun aus zwei Theilen O_1 und O_2, von denen O_1 massiv ist und in die passende Höhlung von O_2 hineintritt, während der röhrenförmige Theil O_2 ebenso in die lange Nabe des Kegelrades d eingelegt ist. Durch Längsnuthen auf den äußeren Umfängen von O_1 und O_2 und durch hervorragende Federn im Inneren von O_2 und der Radnabe von d ist den beiden Theilen O_1 und O_2 eine Längsschiebung ermöglicht, ohne daß dadurch die Bewegungsübertragung zwischen N und O_1 gestört würde. Auch die Schwenkung des Armes D kann diese Uebertragung nicht beeinflussen, sobald die Welle N, wie bemerkt, genau in der geometrischen Axe der Lager H_1 und H_2 aufgestellt ist, da alsdann die beiden Kegelräder c und d immer richtig in einander eingreifen.

Um auch den Vorschub des Bohrers in jeder Stellung der Bohrspindel selbstthätig zu machen, ist die Bewegung für den Vorschub von dem Rohre B der Bohrspindel abgeleitet, indem hierzu durch die Kegelräder g und h die Axe des letzteren gedreht wird, die durch zwei in der Figur nicht sichtbare Stufenscheiben die Schnecke S umdreht. Wie durch die senkrechte Spindel T des zugehörigen Schneckenrades U die Bohrspindel vorgeschoben wird, bedarf nach den früheren Angaben einer Erläuterung nicht.

Ein Uebelstand dieser Bauart muß in der ausziehbaren Welle zur Uebertragung der Bewegung auf die Bohrspindel erkannt werden, derselbe ist

vermieden bei der durch Fig. 694 verbildlichten Bohrmaschine aus der Maschinenfabrik von Gschwindt & Zimmermann in Karlsruhe[1]). Hierbei ist zur Aufnahme des drehbaren Armes die feste Säule A vorgesehen, die bei A_1 und A_2 von zwei Halslagern des Rahmens B umfangen wird. An den vorderen Prismen dieses Rahmens ist der wagrechte Arm C der Höhe nach verstellbar, zu welchem Zwecke in dem Rahmen eine Schraubenspindel undrehbar befindlich ist, deren Mutter vermittelst zweier Kegelrädchen durch einen Schalthebel bequem umgedreht werden kann.

Fig. 694.



Der Antrieb erfolgt von der mit doppeltem Vorgelege versehenen Stufenscheibe D aus zunächst auf die genau in der Axe der Säule A aufgestellte stehende Welle E, die auf dem oberen Ende das Stirnrad F trägt, in welches ein anderes Stirnrad G auf der stehenden Welle H eingreift. Diese letztere Welle, die ihre Lagerung in dem Drehstück B findet, wird auf diese Weise stets umgedreht, ohne daß die Bewegungsübertragung durch das Schwenken des Armes beeinflußt wird, indem hierbei das Stirnrad G um dasjenige F auf der axialen Welle E herumkreist. Die stehende Hülsswelle H ist ihrer ganzen Länge nach genuthet, so daß sie ein Kegelrad d

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

umdreht, in welcher Höhe dieses an der Hebung und Senkung des Armes theilnehmende Rad J auch stehen möge. Von dem Kegelrade J wird durch ein gleiches Rad die in dem Arme gelagerte Welle K umgedreht, die vermittelst einer Längsnuth ein Stirnrad bewegt, das weiter im Eingriffe mit dem Stirnrade L die Umdrehung der Bohrspindel durch die Kegelräder N besorgt. Da das in L eingreifende Stirnrad auf der wagrechten Welle K verschieblich ist und bei der Verschiebung des Bohrschlittens P auf dem Arme C mitgenommen wird, so wird durch diese Verschiebung die Betriebsübertragung in keiner Weise beeinflußt. Die Verschiebung des Bohrschlittens auf dem Arme C erfolgt bei dieser Maschine dadurch, daß man die Mutter der in dem Arme undrehbar befestigten Schraubenspindel S durch ein Handrad unter Vermittelung zweier Kegelrädchen T umdreht. Im Uebrigen ist die Einrichtung dieser Maschine aus der Figur deutlich.

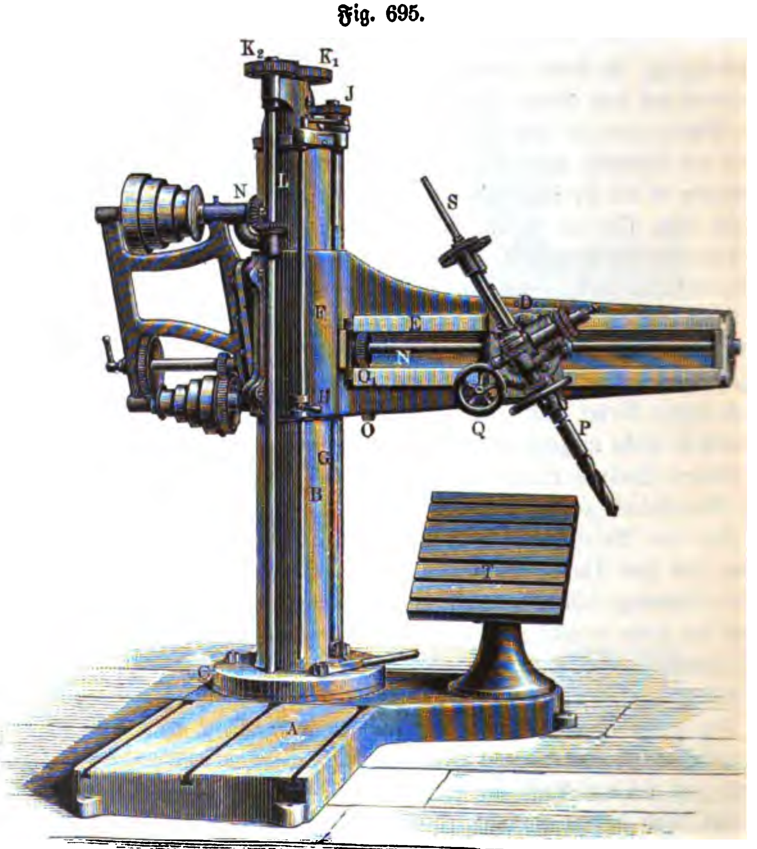
In Fig. 695 (a. f. S.) ist eine amerikanische Krahnbohrmaschine der Niles-Works dargestellt, die in mancher Hinsicht bemerkenswerthe Eigenthümlichkeiten zeigt. Zur Unterstützung dieser Maschine dient eine starke Spindel oder Säule, die fest mit der Grundplatte A verbunden ist, und auf deren oberem Ende der darüber gestülpte röhrenförmige Ständer B mit einem genau passenden Lager hängt. Die starke Scheibe C am unteren Ende dieser Röhre läuft auf Rollen in der Grundplatte, so daß die ganze Maschine leicht umgeschwenkt werden kann, worauf man dieselbe in der ihr gegebenen Stellung durch Schrauben befestigt, die durch die Scheibe C und die Grundplatte gezogen werden.

Der den Bohrschlitten D tragende Arm E umfängt diese Röhre mit einer aus zwei Theilen bestehenden langen Hülse F, die durch Schrauben in jeder Höhenlage festgespannt werden kann, und zwar geschieht die Verstellung nach der Höhe mittelst einer langen Schraubenspindel G, deren Mutter mit der Hülse F vereinigt ist, und die von der treibenden Kraft umgedreht wird, sobald man an der Handhabe H die Räder J einrückt.

Die ganze Maschine wird in eigenthümlicher Weise von dem Deckenvorgelege durch eine stehende Welle angetrieben, deren unteres Ende in die Nabe des auf dem Kopfe der Säule angebrachten Stirnrades K_1 gesteckt ist. Dieses Rad bewegt ein anderes Stirnrad K_2 auf der stehenden Welle L, die vermittelst der Kegelräder N die Axe der oberen Stufenscheibe umdreht, und zwar wird diese Bewegungsübertragung weder durch die Drehung des Armes E noch durch dessen Verstellung nach der Höhe beeinflußt, indem bei einer Drehung das Rad K_2 um das in der Axe der Säule aufgestellte Rad K_1 kreisen kann, während die Kegelräder N an einer senkrechten Verschiebung theilnehmen. Die untere Stufenscheibe, die mit dem bei Drehbänken üblichen doppelten Vorgelege versehen ist, trägt auf ihrer verlängerten Axe ein in der Figur nur bei O zum Theil sichtbares Zahnrad, das in ein

anderes O_1 eingreift, welches auf der in dem Querarme gelagerten Welle N befestigt ist. Ein auf dieser Welle verschiebliches Zahngetriebe, das vermöge der Nuth in der Welle N stets an deren Drehung theilnehmen muß, bewegt dann die Bohrspindel P, und es wird auch zum Selbstgange die Umdrehung der Schraubenspindel S hiervon durch Räder abgeleitet. Dabei ist die Einrichtung so getroffen, daß man die Bohrspindel P unter beliebiger Neigung

Fig. 695.

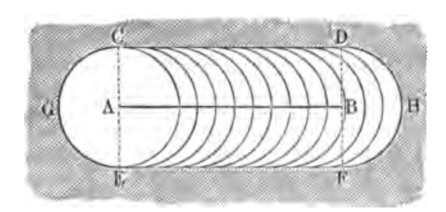


gegen das Loth feststellen kann, ohne die Bewegungsübertragung dadurch zu stören, wie aus der in der Figur angenommenen Stellung der Bohrspindel ersichtlich ist. Zur Verschiebung des Bohrschlittens D an dem Querarme E dient eine an dem letzteren befindliche Zahnstange, in die ein Zahnrad eingreift, zu dessen Bewegung das Handrad Q dient. Der zu bearbeitende Gegenstand kann entweder auf der Grundplatte A oder auf einem besonderen Tische T befestigt werden, der ebenfalls in geneigter Lage festgestellt werden kann.

§. 189.

Langlochbohrmaschinen. Wenn man bei einer der im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Krahnbohrmaschinen den Bohrschlitten während der Umdrehung des Bohrers längs des Querarmes langsam verschiebt, so bearbeitet der Bohrer das Material innerhalb einer Fläche, die nach Fig. 696 durch zwei parallele gerade Linien *CD* und *EF* von der Länge gleich der Verschiebung und durch zwei Halbkreise *CGE* und *DHF* begrenzt ist, deren Durchmesser mit dem des Bohrers übereinstimmt. War dabei der Bohrer in der Anfangsstellung *A* bis zu einer passenden, mit einer guten Schneidwirkung verträglichen Tiefe vorgestellt, so wird man bei der wagrechten Verschiebung von *A* bis *B* ein weiteres Vorschieben des Bohrers in seiner Axe nicht vornehmen dürfen, und der Bohrer wird bei der vorgenommenen Längsschiebung das Material nur einseitig wegarbeiten, wie dies in der Figur durch die gezeichneten Halbkreise angedeutet ist. Wenn der Bohrer in seiner Endlage *B* angekommen ist, kann man ihn in derselben Weise langsam in seine ursprüngliche Stellung *A* zurückführen, nachdem man ihn zuvor in der Stellung *B* um eine entsprechende Größe in seiner Richtung vorgeschoben hat. Bei dieser Rückführung des Bohrers von *B* nach *A* arbeitet derselbe ebenfalls wiederum das Material nur einseitig auf der entgegengesetzten Seite weg.

Fig. 696.



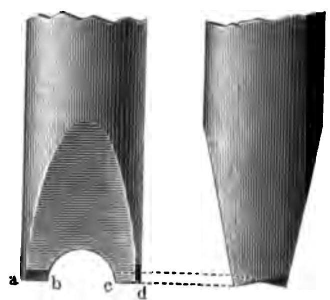
Es ist ersichtlich, daß man durch Wiederholung dieses Vorganges in das Material eine Furche von der gezeichneten Gestalt einarbeitet, die in einen Schlitz übergeht, sobald der Bohrer das Arbeitsstück ganz durchdringt.

Man erhält aus dem Vorstehenden eine Vorstellung von der Wirkungsweise der sogenannten Langlochbohrmaschinen, wie sie z. B. dazu gebraucht werden, um die Keillöcher in den Köpfen von Lenkerstangen und ähnlichen Arbeitsstücken herzustellen. Aus der Betrachtung der Wirkungsweise geht zunächst hervor, daß der Bohrer bei derartigen Maschinen im Gegensatze zu den gewöhnlichen Bohrern mit stetigem Vorschube nur zeitweise vorgestellt werden darf, nämlich nur in den Augenblicken, in denen die Verschiebung des Bohrschlittens nach der einen Richtung in die entgegengesetzte verwandelt wird. Hierbei wird man den Bohrer jedesmal nur mäßig vorschieben dürfen, denn bei einem größeren Vorschube würde wegen des einseitigen Angriffes leicht ein zu großes biegendes Moment auf den Bohrer ausgeübt werden, der in Folge dessen stark federn würde, so daß die Arbeit schlecht ausfiele.

Man erkennt auch, daß es bei diesen Maschinen von großer Bedeutung ist, die Längsschiebung des Bohrschlittens während der ganzen Arbeit immer genau in demselben Betrage vorzunehmen, denn denkt man sich, daß der bereits bis zu gewisser Tiefe eingedrungene Bohrer einmal etwas mehr verschoben würde, als bisher, so würde der Bohrer abbrechen, anderenfalls würden bei einer zu kleinen Verschiebung störende Ansätze im Inneren des Loches an beiden Enden desselben auftreten.

Hieraus folgt, daß man zur Hin- und Herschiebung des Bohrschlittens ein solches Getriebe zu verwenden hat, durch welches der Schlitten immer genau um dieselbe Größe verschoben wird, eine Bedingung, die im Allgemeinen durch ein Kurbelgetriebe erfüllt wird, vorausgesetzt, daß in den Lagern der Axe und des Zapfens nicht ein unverhältnißmäßig großer todter Gang auftritt. Dagegen leidet das Kurbelgetriebe an dem Uebelstande, daß die durch dasselbe erzielte Verschiebung sehr ungleichförmig erfolgt, indem die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes oder Schlittenstückes dabei zwischen Null und einem größten ungefähr mit der Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens übereinstimmenden Werthe regelmäßig schwankt. Eine solche Ungleichförmigkeit der Bewegung ist aber hier für den Bohrschlitten deswegen unerwünscht, weil damit nach dem Vorstehenden auch die Bohrschneide gegen das abzutrennende Material in demselben Maße ungleichförmig vorgerückt wird. Um diesen Uebelstand möglichst unschädlich zu machen, hat man mehrfach das zur Verschiebung des Bohrschlittens dienende Kurbelgetriebe so abgeändert, daß die Ungleichförmigkeit der Verschiebung dadurch verringert wird; eine vollständige Beseitigung derselben ist natürlich niemals möglich, da in den Todtlagen die Geschwindigkeit immer gleich Null sein wird. In welcher Weise man diesen Zweck zu erreichen gesucht hat, wird aus einem Beispiele weiter unten sich ergeben.

Fig. 697.



Man hat aber auch bei anderen Maschinen dieser Art den Bohrschlitten durch eine Schraubenspindel bewegt, die in diesem Falle durch eine geeignete Umsteuervorrichtung abwechselnd nach den entgegengesetzten Richtungen umgedreht wird. Hierdurch erhält man zwar die Verschiebung mit constanter Geschwindigkeit, doch ist dabei aus den schon angeführten Gründen die Bedingung einer äußerst sicher und genau wirkenden Umsteuerung zu stellen. Die Schwierigkeit, dieser letzteren Bedingung zu genügen, mag wohl die Ursache sein, warum man doch meistens das Kurbelgetriebe zur Schlittenbewegung benutzt.

Die bei den Langlochbohrmaschinen angewandten Bohrer sind keine Spitzbohrer, wie sie zur Herstellung runder Löcher allgemein gebraucht werden, sondern solche, deren Schneiden in einer zur Axe des Bohrers senkrechten Ebene liegen, wie Fig. 697 zeigt. Die beiden gegenüber angeordneten Schneiden *ab* und *cd* gehen dabei in der Regel nicht bis zur Mitte, man läßt den mittleren Theil der Schneide zwischen *b* und *c* weg, da derselbe wegen der kleinen Geschwindigkeit doch nur wenig wirksam ist und bei der hier stattfindenden Arbeit des Bohrers ein mittlerer Kern nicht stehen bleibt, wie dies bei einem Lochbohrer in solchem Falle stattfinden würde. Es ist aus der oben besprochenen Wirkungsweise des Bohrers auch ersichtlich, daß die Seitenflächen unmittelbar über den Schneiden nicht cylindrisch gestaltet, sondern hinterdreht sein müssen, da diese Seitenflächen zum Angriffe kommen, und daher ohne das Vorhandensein eines geeigneten Anstellwinkels daselbst der Widerstand sehr groß sein müßte, der sich der Verschiebung des Bohrers entgegensetzt. Dieser Widerstand muß aber, wie schon gesagt, wegen der Durchbiegung des Bohrers so klein wie möglich gehalten werden. Das Weitere über diese Bohrmaschinen wird am besten bei der Besprechung eines Beispiels gesagt werden können.

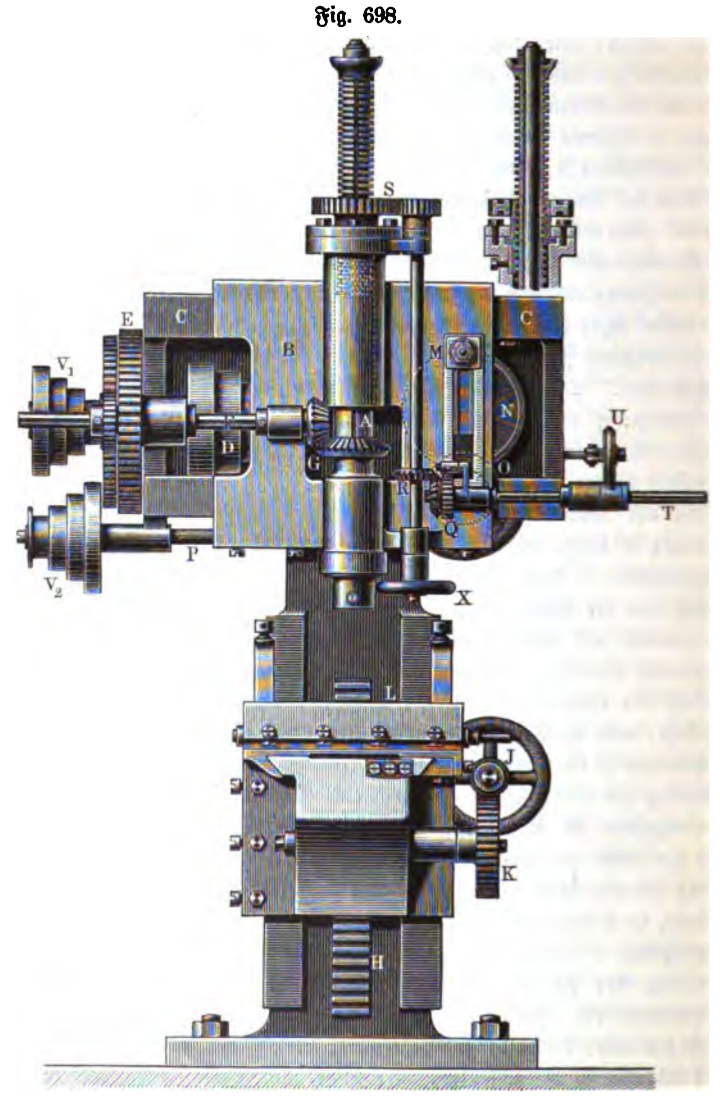
Bei der Maschine, Fig. 698 (a. f. S.), von J. Zimmermann in Chemnitz [1]), ist die Bohrspindel *A* in einem Schlitten *B* gelagert, der an dem Querprisma *C* wagrecht verschieblich ist. Der Antrieb der Bohrspindel erfolgt von der Stufenscheibe *D* aus durch Zahnräder *E* auf die Welle *F*, die mittelst der conischen Räder *G* die Spindel umdreht. Das zu bearbeitende Werkstück wird auf dem der Höhe nach durch die Zahnstange *H* mittelst der Schnecke *J* und des Schneckenrades *K* verstellbaren Tische *L* befestigt, und durch die beiden nach Art eines Kreuzsupports angeordneten Schrauben ist es ermöglicht, das Arbeitsstück genau einzustellen. Zur Verschiebung des Bohrschlittens *B* dient eine Schlitzkurbel, in deren Schlitze der Kurbelzapfen *M* verstellbar ist, so daß die Entfernung dieses Zapfens von der Mitte der Kurbelaxe gleich der halben Länge der Verschiebung gemacht werden kann. Diese Kurbelwelle wird durch ein Zahnrad *N* umgedreht, in welches ein anderes Zahnrad *O* eingreift, dessen Welle von der Zwischenaxe *P* mittelst einer Schraube ohne Ende und einem mit *O* auf derselben Axe sitzenden Schneckenrade bewegt wird. Um die Länge des Obertheiles der Maschine möglichst zu verkleinern, ist das Kurbelgetriebe nicht mit einer Lenkerstange ausgerüstet, sondern der Kurbelzapfen *M* greift den Schlitten in einem senkrechten Schlitze mittelst eines darin verschieblichen Gleitstückes an, wie dies bei der bekannten Schleifenkurbel gebräuchlich ist.

Um den Bohrer bei jeder Umkehr der Schlittenbewegung in seiner Rich-

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

tung vorzuschieben, wird jedesmal das Schaltrad *Q* durch eine in dasselbe eingreifende Schaltklinke um einen Zahn weiter gedreht, wodurch vermittelst

Fig. 698.



der Kegelrädchen *R* die Mutter *S* der Rohrschraube ein wenig gedreht wird, so daß sie die auf den Bohrer wirkende Rohrschraube entsprechend verschiebt. Diese Einrichtung stimmt im wesentlichen mit den vorstehend besprochenen

überein. Zur Bewegung der Schaltklinke dient die kleine Hülfswelle T, die durch einen Hebel U von einer in der Nabe des Rades O angebrachten Curvennuth jedesmal in der Todtlage der Kurbel M eine kurze Schwingung erhält. Da das Rad O halb so viel Zähne hat wie dasjenige N, also für eine volle Kurbeldrehung zwei Umgänge machen muß, so findet die gedachte Schaltung in jedem der beiden Todtlagen der Kurbel statt, wie es vorstehend als nöthig angeführt wurde. Wegen der Verschiebung des Schlittens B müssen die beiden Wellen F und T mit durchlaufenden Nuthen versehen sein, so daß sie immer mit dem Rade E und dem Hebel U auf Drehung gekuppelt bleiben, wenn sie sich durch deren Naben hindurchschieben. Es ist ersichtlich, daß die Stufenscheiben V_1 und V_2 die Möglichkeit gewähren, die Geschwindigkeit der Verschiebung des Schlittens entsprechend dem veränderlichen Hube der Kurbel zu regeln.

Soll die Maschine als gewöhnliche Bohrmaschine zur Herstellung von Rundlöchern benutzt werden, so hat man das Schneckenrad auf der Axe von O aus seiner Schnecke auszurücken und die Schaltung durch die Hand an dem Rade X vorzunehmen, nachdem man zuvor die Schaltklinke zurückgeschlagen hat.

Damit die Geschwindigkeit der Schlittenbewegung weniger ungleichmäßig werde, als dies bei dem gewöhnlichen Kurbelgetriebe der Fall ist, hat man hier das Mittel angewandt, der Kurbelwelle eine veränderliche Geschwindigkeit zu geben, derart, daß deren Drehung in der Nähe der todten Punkte schneller erfolgt, als bei der mittleren Stellung der Kurbel und des Schlittens. Die hierzu dienende Einrichtung ist wie folgt beschaffen. Das auf der Antriebswelle für die Kurbel befestigte Zahnrad O ist kreisrund, aber excentrisch auf der Axe befestigt, und enthält auf seinem Umfange genau halb so viel Zähne wie das ebenfalls kreisrunde und centrisch auf die Kurbelwelle gesetzte Zahnrad N.

Damit bei dieser Anordnung ein steter Eingriff der Räder möglich wird, darf die Kurbelwelle nicht in festen Lagern unterstützt sein, sondern muß während der Umdrehung eine solche auf und nieder gehende Bewegung empfangen, daß ihr Abstand von der festen Axe des Rades O immer gerade die für einen richtigen Zahneingriff erforderliche Größe erhält. Zu dem Ende ist auf der Axe a des excentrischen Rades O, Fig. 699 (a. f. S.), ein besonderes kleines Kreisexcenter b befestigt, dessen Excentricität mit derjenigen des Rades O der Größe und Lage nach genau übereinstimmt. Der dieses Excenter umgreifende Bügel oder Ring c ist nun in seinem oberen Theile zu dem Lager d ausgebildet, das zur Aufnahme der Kurbelaxe f dient. Hiernach ist es deutlich, wie bei jeder Umdrehung des excentrischen Rades O vermöge des Excenters b die Kurbelaxe um den Betrag $2e$ aufwärts und wieder zurück geführt wird, wenn e die Excentricität vorstellt. Die Kurbel-

axe f ist hierfür in den senkrechten Schlitzen g des Gestelles beweglich. Da der Mittelpunkt des Excenters und des dasselbe umfangenden Auges ver-

Fig. 699.

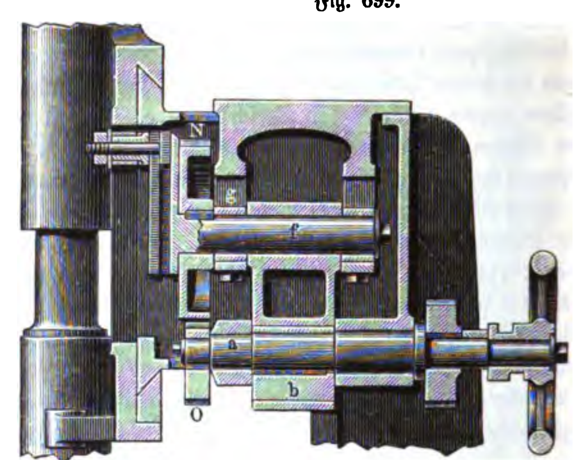
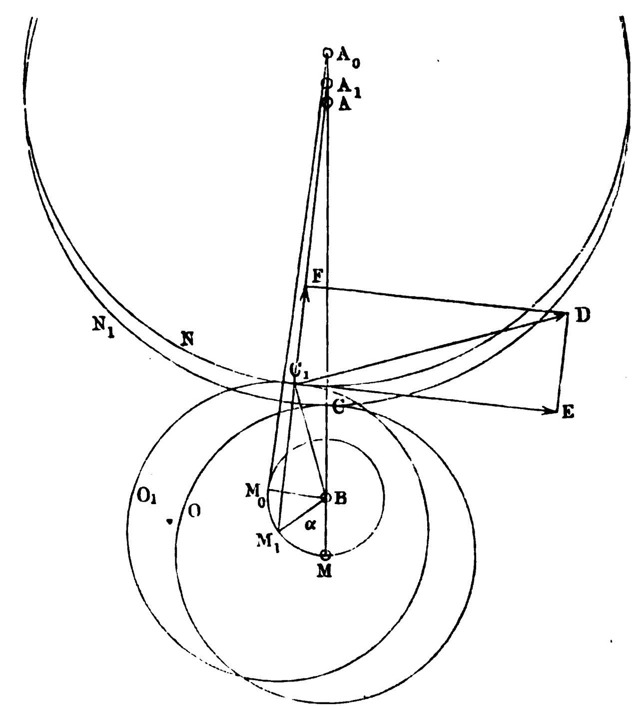




Fig. 700.



möge dieser Anordnung immer mit dem Mittelpunkte des excentrischen Rades O zusammenfällt, so haben auch die Mittelpunkte der beiden Zahnräder O und N stets dieselbe Entfernung von einander und bleiben immer im Eingriffe, wenn auch der Berührungspunkt ihrer Theilkreise dabei abwechselnd nach links und rechts aus der Lothrechten heraustritt, wie man aus Fig. 700 ersehen kann.

Hierin stellt B die Axe und M die Mitte des excentrischen Zahnrades O, sowie des Excenters vor, während die Mitte des größeren Rades N auf der Kurbelwelle durch A gegeben ist. Denkt man sich das excentrische Rad in der tiefsten Lage, so findet die Berührung der Theilkreise in C, einem Punkte der Senkrechten AB statt, in welcher die Axe A der Kurbel geführt wird. Die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel ist für diese Stellung durch $\omega \frac{r-e}{2r}$ ausgedrückt, wenn r den Halbmesser von O, und $2r$ den von N bezeichnet, und unter e die Excentricität BM, sowie unter ω die Winkelgeschwindigkeit der Axe B verstanden wird. Der Kurbelzapfen steht in diesem Augenblicke in der höchsten oder tiefsten Lage, entsprechend der mittleren Stellung des Bohrschlittens.

Wird jetzt die Axe des excentrischen Rades um einen beliebigen Winkel $MBM_1 = \alpha$ gedreht, so kommt die Mitte dieses Rades und des Excenters nach M_1, während die Kurbelaxe in A_1 gefunden wird, wenn man $M_1 A_1 = MA$ macht. Die beiden Zahnräder berühren sich daher jetzt in C_1 außerhalb der Senkrechten AB, und man findet die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel wie folgt. Der Punkt C_1 des excentrischen Rades bewegt sich in der Richtung $C_1 D$ senkrecht zu $C_1 B$ mit einer Geschwindigkeit $BC_1 . \omega = C_1 D$. Zerlegt man diese Geschwindigkeit nach den beiden Richtungen $C_1 E$ senkrecht zur Mittellinie $M_1 A_1$ beider Räder und $C_1 F$ parallel dazu, so wird die Componente $C_1 E$ dem Rade N mitgetheilt, während die andere Componente $C_1 F$ einem Verschieben der Zähne gegen einander nach den Radmitten hin entspricht, worauf man bei der Bemessung der Zahnlängen zu achten hat. Den größten Werth erreicht die letztgedachte Seitengeschwindigkeit $C_1 F$ in der Stellung M_0, in welcher die Verbindung der beiden Radmitten $M_0 A_0$ den mit der Excentricität e beschriebenen Kreis berührt. Hiernach ist es leicht, die Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbelwelle für jede Stellung derselben und daraus die Geschwindigkeit der Schlittenbewegung zu bestimmen, und man kann diese Geschwindigkeiten in ähnlicher Art durch ein Diagramm zur Anschauung bringen, wie es in §. 152 für die Bewegung des Tisches einer Hobelmaschine geschehen ist. Man wird dann finden, daß die Ungleichmäßigkeit dieser Bewegung geringer ist, als die einem gewöhnlichen Kurbelgetriebe entsprechende, daß aber eine vollständig gleichmäßige Bewegung nicht erreicht werden kann, indem die Geschwindigkeit des Schlittens

selbstverständlich immer in den Umkehrpunkten oder Todtlagen der Kurbel durch Null ausgedrückt wird.

Man hat auch den vorstehend angegebenen Zweck dadurch erreicht, daß man das excentrische Zahnrad O in ein solches von elliptischer Form eingreifen läßt, dessen Axe durch die Mitte der Ellipse geht, und dessen Zähnezahl ebenfalls doppelt so groß ist, wie diejenige des excentrischen Rades. In diesem Falle können die Axen der beiden Räder durch feste Lager gehalten werden, und man erreicht denselben Zweck, wie durch die vorher beschriebene Einrichtung.

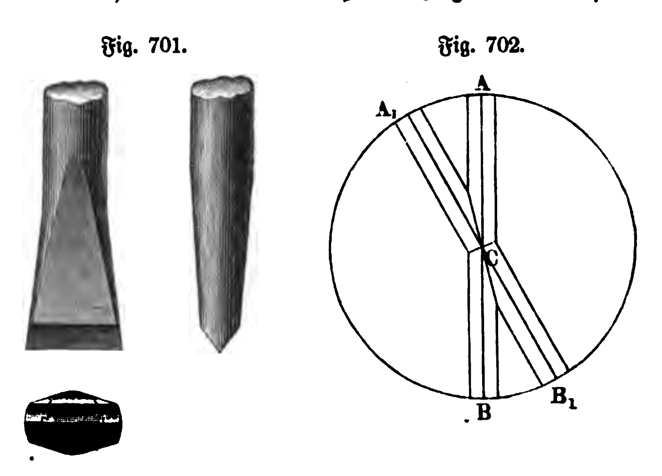
Es wurde schon angeführt, daß man sich zur Hin- und Herbewegung des Bohrschlittens auch einer Schraubenspindel bedient hat, die abwechselnd nach rechts und links gedreht wird. Eine derartige Maschine findet sich abgebildet und beschrieben an der unten bezeichneten Stelle[1]). Es ist bei dieser Maschine noch zu bemerken, daß bei ihr gleichzeitig zwei Bohrer zur Wirkung kommen, deren Axen in derselben wagrechten Linie gelegen sind, und deren Schneiden einander zugewendet sind, so daß sie das zu durchschlitzende Arbeitsstück gleichzeitig von beiden Seiten angreifen. Selbstverständlich müssen diese beiden Bohrer bei jeder Umkehr des Bohrschlittens auch um den gleichen Betrag vorgeschoben werden, bis ihre Schneiden in der Mitte des Arbeitsstückes einander nahe stehen. Zu einem eigentlichen Zusammentreffen darf es aber nicht kommen; um einer Beschädigung der harten Bohrschneiden vorzubeugen, hat man die Einrichtung so getroffen, daß kurz vor dem Zusammentreffen der Schneiden nur noch der eine Bohrer vorgeschoben wird, und daß er bei dieser Bewegung den anderen Bohrer wieder aus dem Schlitze zurückzieht, indem er ihn vor sich herschiebt.

§. 190. **Das Stossbohren.** Das zur Herstellung von Löchern in Stein, wie sie beispielsweise zu Sprengarbeiten erforderlich sind, angewandte Verfahren des Stoßbohrens unterscheidet sich von dem bisher besprochenen Bohren in Metall oder Holz wesentlich dadurch, daß dabei die Abtrennung des Materials durch die stoßende Wirkung eines Meißels, Fig. 701, geschieht. Stellt AB in Fig. 702 die Schneidkante eines solchen von beiden Seiten angeschliffenen Meißels oder Steinbohrers vor, und denkt man dem letzteren in der Richtung seiner Länge eine gewisse Geschwindigkeit v ertheilt, mit welcher er auf das darunter befindliche Gestein trifft, so erzeugt die Schneide in dem Steine eine bestimmte rinnenförmige Vertiefung, indem die in dem Meißel enthaltene mechanische Arbeit dazu verwendet wird, das unter der Schneide befindliche Material zu zermalmen und seitwärts fortzudrücken. Die Tiefe des so gebildeten Einschnittes hängt dabei sowohl von der Wider-

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

standsfähigkeit des bearbeiteten Steines wie von der Arbeitsgröße $A = G \frac{v^2}{2g}$ ab, die dem Bohrer von dem Gewichte G innewohnt, wenn ihm die Geschwindigkeit v ertheilt wurde. Denkt man den Meißel dann erhoben und von neuem gegen den Stein gestoßen, nachdem man ihn zuvor um seine Längsaxe um einen gewissen Winkel ACA_1 gedreht hat, so wird die Schneide, indem sie einen neuen Einschnitt nach der Richtung A_1B_1 hervorbringt, gleichzeitig die beiden sectorenförmigen Steinstückchen ACA_1 und BCB_1 wegsprengen. Ein gleicher Vorgang wird sich bei jedem ferneren Stoße wiederholen, sofern man den Meißel nach jedem Stoße um denselben Winkel dreht oder umsetzt und dafür sorgt, daß die Axe des Meißels immer ihre Lage in C beibehält. Wenn der Meißel in Folge der wiederholten Um-

Fig. 701. Fig. 702.

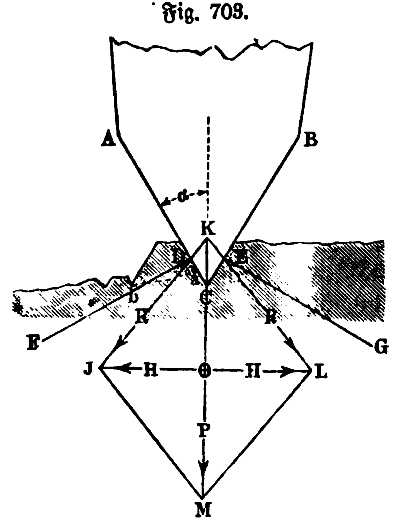


setzungen gerade eine halbe Umdrehung gemacht hat, so ist eine seichte cylindrische Vertiefung von der Tiefe δ des Eindringens der Meißelschneide und von einem Durchmesser entstanden, der durch die Breite $AB = d$ der Meißelschneide gegeben ist. Die Schneide stößt jetzt wieder in der Richtung AB des ersten Einschnittes gegen den Stein, und man wird durch die Fortsetzung der gedachten Arbeit eine cylindrische Höhlung oder ein Loch von dem Durchmesser d erzeugen.

Es ist leicht ersichtlich, daß die Schneide hierbei das Steinmaterial nicht allein zerdrückt oder zermalmt, sondern daß gleichzeitig kleine Bruchstücke durch Wegsprengen oder Abbröckeln gebildet werden müssen, wie man sich mit Hülfe der Fig. 703 (a. f. S.) überzeugt. Denkt man sich hier auf die Schneide ACB des Meißels in der Richtung der Mittellinie eine gewisse Kraft $KM = P$ wirksam, so muß dieselbe, wie eine auf den Rücken eines

Keiles ausgeübte Kraft zwei von den Flanken AC und BC aufgenommene Seitenkräfte R erzeugen, die gegen das Steinmaterial von dem Meißel ausgeübt werden. Diese Kräfte sind nach bekannter Regel gegen die Normalrichtungen DF und EG zu den beiderseitigen Flanken um den Reibungswinkel abweichend, so daß man dieselben in KJ und KL erhält, wenn $FDJ = GEL = \varrho$ gemacht wird, unter ϱ den Reibungswinkel für die Reibung des Meißels auf dem Steine verstanden. Diese beiden, von dem Meißel gegen das Material ausgeübten Druckkräfte werden das erstere zu zerdrücken bestrebt sein und außerdem wird die von der Fläche AC ausgeübte Kraft KJ das zur Seite befindliche Material in einer gewissen Fläche ab abbrechen, wie oben angegeben wurde.

Fig. 703.



Es ist mehrfach versucht worden, die vorbeschriebene Wirkungsweise des Steinbohrers rechnerisch zu verfolgen[1]), jedoch können die durch die betreffenden Theorien gefundenen Formeln einen Anspruch auf Zuverlässigkeit und auf praktische Bedeutung nicht haben, da einestheils die hier auftretenden Wirkungen einen sehr verwickelten Charakter haben, und zur Anstellung von Rechnungen mehr oder minder willkürliche vereinfachende Annahmen erforderlich sind, und da andererseits die in Betracht kommenden Erfahrungszahlen, wie die Festigkeit der verschiedenen Gesteinsarten gegen Druck und Schub und die Größe der Reibungscoëfficienten noch so gut wie unbekannt sind. Auch ist der praktische Werth dieser Formeln wohl nur gering, da die zur Ueberwindung der Reibung des Bohrers im Bohrloche und zum Zerreiben des abgesprengten Materials zu feinem Mehle erforderliche Arbeit von hervorragender Bedeutung ist. Als Beleg hierzu kann angeführt werden[2]), daß nach den unten angeführten Theorien von der bei dem Handbohren thatsächlich aufgewendeten mechanischen Arbeit für die eigentliche Zerkleinerung des Gesteines nur etwa 4 bis 7 Proc. oder nur etwa 6 bis 10 Proc. verwendet

[1]) v. Sparre, Berg- und hüttenm. Zeitung 1865; F. M. Stapf, Ueber Gesteinsbohrmaschinen, Stockholm 1869.

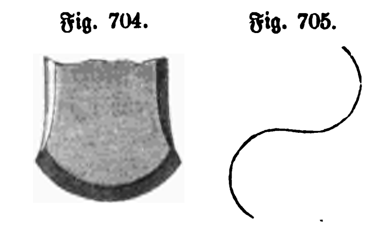
[2]) Gesteinsbohrmaschinen von W. Schulz, Handbuch der Ingenieurwissenschaften, 4. Bd.

werden, je nachdem man die Formeln von Stapf oder von Sparre zu Grunde legt. Dagegen wird der Verlust, welcher durch unvollständige Verwerthung der Keilarbeit der Schneide entsteht, zu 10 bis 15 Proc. angegeben, und angeführt, daß 7 bis 8 Proc. durch unwirksame Schläge, Pulverisiren der abgesprengten Gesteinsstückchen u. s. w. verzehrt werden. Beim gewöhnlichen Schlagbohren mit Hülfe eines gegen den Meißel geführten Hammers oder Schlägels sollen außerdem von der von dem Arbeiter ausgeübten Arbeit 50 Proc. bei dem Ausholen zum Schlagen und 29 Proc. zu der dem Meißel mitgetheilten bleibenden Formänderung verwendet werden. Angesichts solcher Verhältnisse wird es gerechtfertigt erscheinen, diese Theorien hier nur erwähnt zu haben.

Für die gute Wirkung eines Steinbohrers ist sicher die Form und Zuschärfung der Schneide von hervorragender Bedeutung. In Betreff der Zuschärfung, d. h. des Keilwinkels $ACB = 2\alpha$ der Schneide, entwickelt v. Sparre die Formel $tg\,\alpha = \sqrt[18]{f}$, worin f den zugehörigen Reibungscoëfficienten zwischen dem Meißel und der Gesteinsart und α denjenigen halben Keilwinkel bedeutet, welcher die vortheilhafteste Ausnutzung der zur Verwendung kommenden mechanischen Arbeit gestattet. Bezüglich der Brauchbarkeit dieser Angabe, nach welcher der Zuschärfungswinkel des Meißels von der mehr oder minder großen Härte des Gesteins ganz unabhängig sein würde, werden die schon oben angeführten Bemerkungen ebenfalls gelten. In der Wirklichkeit pflegt man im Gegensatze hierzu die Zuschärfung nach der Beschaffenheit des zu bearbeitenden Steinmaterials zu bemessen, derart, daß der Winkel 2α der Schneide um so stumpfer gewählt wird, je härter und widerstandsfähiger das Material ist, weil erfahrungsmäßig hierbei die längste Dauer der Schneide erreicht wird. Als guter Mittelwerth kann $2\alpha = 70^0$ angesehen werden. Daß eine möglichst gute Schärfung von hervorragender Bedeutung ist und eine auch nur geringe Abstumpfung der Schneide deren Wirksamkeit bedeutend herabzieht, dürfte an sich klar sein.

Dagegen muß man den von v. Sparre in Betreff der Form der Schneide gemachten Bemerkungen beipflichten. Eine Betrachtung der Fig. 702 zeigt nämlich, daß die von irgend welchem Punkte der Schneide auszuübende Arbeit oder zu beseitigende Materialmenge in etwa demselben Maße wächst, wie der Abstand dieses Punktes von der Mitte des Meißels oder Loches zunimmt, so daß der äußerste Punkt zu jeder Seite die größte Arbeit auszuüben hat, womit das erfahrungsmäßig beobachtete schnellere Stumpfwerden des Meißels nach außen hin in Uebereinstimmung ist. Wenn man daher zur Erzielung einer möglichst gleichmäßigen Abnutzung der Schneide an dieselbe die Bedingung stellt, daß jedes Element derselben von einer bestimmten, überall gleichen Länge auch annähernd die gleiche Arbeit verrichten solle, d. h. daß der von jedem Elemente während der Arbeit des

Meißels beschriebene ringförmige Raum nahezu dieselbe Größe haben solle, so erhält man als die zu wählende Form der Schneide eine solche, bei welcher die Abweichung von der radialen Richtung nach außen hin zunimmt. Dieser Bedingung kann nur durch eine gekrümmte Form der Schneide entsprochen werden, und zwar fällt diese Form verschieden aus, je nachdem die Schneide in einer durch die Axe des Meißels gehenden oder in einer hierzu senkrechten Ebene gelegen ist. In dem ersteren Falle einer in einer Axenebene gelegenen Schneide erhält man eine gewölbte Form, wie Fig. 704, von welcher v. Sparre angiebt, sie solle durch eine Parabel begrenzt sein. In der Praxis macht man von einer solchen meistens kreisförmig gekrümmten Schneide vielfachen Gebrauch, und zwar hauptsächlich auch aus dem Grunde, weil dabei die Uebelstände von schief gegen die Bohreraxe geführten Schlägen, wie sie insbesondere bei weniger geübten Arbeitern häufig vorkommen, weniger nachtheilig sind, als bei der Anwendung einer geraden Schneide, bei welcher durch schräg geführte Schläge gegen den Meißel die Wirkung fast ganz auf die Ecken verlegt wird, die daher schnell stumpf werden. Wollte man der oben gedachten Bedingung bei einer zur Axe senkrechten Lage der Schneide genügen, so würde dieselbe eine S-förmige Gestalt, etwa nach Art der Fig. 705, erhalten, die indessen für die praktische Anwendung zu schwierig herzustellen und zu erhalten sein würde. Dagegen finden sich zuweilen Schneiden mit beiderseitigen Ansätzen, sogenannten Ohren, die ganz oder nahezu in die Peripherie des Bohrloches fallen und nach ihrer Form entweder als S- oder als Z-Schneiden bekannt sind.


Fig. 704. Fig. 705.

Für die vortheilhafte Ausführung der Bohrarbeit ist die möglichst häufige Entfernung der abgesprengten oder zermalmten Steinsplitter von großer Wichtigkeit, weil dieselben, wenn sie längere Zeit in demselben Bohrloche verbleiben, den Stößen des Meißels einen ähnlichen Widerstand darbieten, wie ihn die in einem Mörser der Zerkleinerung unterworfene Masse den Stößen der Mörserkeule entgegensetzt, so daß diese Theile auch ebenso wie in einem Mörser in ein mehr oder weniger feines Pulver verwandelt werden. Die hierzu verbrauchte Arbeit ist natürlich für die eigentliche Nutzleistung des Bohrens verloren, dieselbe kann bei reichlich vorhandenem Bohrmehle sehr beträchtlich ausfallen, so daß die Wirkung des Bohrers dabei sehr gering wird. Während bei einem aufwärts getriebenen Bohrloche die Bohrspäne fortwährend durch ihr Eigengewicht aus dem Loche herausfallen und während sie bei nahezu wagrechtem Bohren durch die

wiederholten Stöße ebenfalls aus dem Bohrloche herausgedrängt werden, muß man das letztere, sobald es abwärts gerichtet ist, von Zeit zu Zeit mittels geeigneter Geräthe entleeren. Um dies besser ausführen zu können, feuchtet man das Bohrmehl durch zeitweise in das Bohrloch gegossenes Wasser etwas an, so daß es einen mehr zusammenhängenden Bohrschmand bildet. Da während der Entfernung des Bohrmehls die Bohrarbeit unterbrochen werden muß, so ist damit ein insbesondere bei tiefen Bohrlöchern sehr erheblicher Zeitaufwand verbunden, und man hat vielfach, um diesen zu verringern, bei dem Tiefbohren das Bohrmehl durch Wasser fortgespült. Hiervon, sowie von den Geräthen zur Entfernung des Bohrmehls aus dem Bohrloche soll weiter unten gesprochen werden.

Dem Bohrmeißel wird die zu vorbesagter Wirkung erforderliche Geschwindigkeit, sofern es sich um das Handbohren handelt, entweder unmittelbar von dem Arbeiter durch die geeignete Wurfbewegung ertheilt, Wurfbohren, oder es werden gegen das äußere der Schneide abgewandte Ende des Meißels Schläge mit dem Bohrfäustel, einem Hammer von 1 bis 2 kg Gewicht, geführt. Da das Handbohren hier nicht weiter zu behandeln ist, so möge nur soviel hierüber angeführt werden, daß das Wurfbohren mechanisch vortheilhafter ist, als das Bohren mit dem Fäustel, da bei dem letzteren mit jedem Schlage ein gewisser Verlust an mechanischer Arbeit verbunden ist, der in Folge der unvollkommenen Elasticität des Meißels und Fäustels bei dem Stoße auftritt, und über dessen verhältnißmäßige Größe das Nähere in Th. I nachzusehen ist. Bei dem Wurfbohren fällt dieser Stoß und mit ihm der gedachte Verlust natürlich ganz fort. Die zum Bohren in Stein angewandten Maschinen können demgemäß in zweifacher Art ausgeführt werden, und zwar entweder entsprechend dem Wurfbohren so, daß dem Meißel durch eine auf ihn wirkende Kraft eine bestimmte Geschwindigkeit ertheilt wird, oder so, daß ein auf das hintere Meißelende schlagender hammerartiger Körper einen bestimmten Stoß ausübt. Die letztgedachten, wohl als Hammermaschinen bezeichneten Steinbohrmaschinen wurden zuerst ausgeführt, sie sind aber wohl heute gar nicht mehr im Gebrauch und haben überall den Maschinen der erstgedachten Art weichen müssen, bei denen der Meißel unmittelbar durch eine auf ihn wirkende Kraft die erforderliche Geschwindigkeit erhält. Bei den immer senkrecht abwärts geführten Tiefbohrungen ist das Eigengewicht des Meißels selbst und des ihn tragenden langen Gestänges diese treibende Kraft, während bei den gewöhnlichen Steinbohrmaschinen, wie sie insbesondere für Sprengarbeiten dienen, die Beschleunigung des nur leichten Meißelgestänges durch einen von gespanntem Dampf oder gepreßter Luft getriebenen Kolben hervorgerufen wird. Bei den nur wenig gebrauchten Steinbohrmaschinen für Handbetrieb dient auch wohl eine zusammengepreßte Feder als Triebmittel für den

Meißel. Nach diesen allgemeinen Bemerkungen über den Vorgang bei dem Stoßbohren mögen nun die zur Ausführung desselben dienenden Steinbohrmaschinen in den wesentlichen Punkten besprochen werden, indem bezüglich der Einzelheiten auf die über den Gegenstand veröffentlichten Schriften[1]) verwiesen werden muß; dabei soll der gänzlich veralteten sogenannten Hammermaschinen nicht weiter gedacht werden.

§. 191. **Steinbohrmaschinen.** Nach den im vorhergehenden Paragraphen über das Stoßbohren im allgemeinen gemachten Bemerkungen ist ersichtlich, daß es sich bei jeder wie auch immer ausgeführten Steinbohrmaschine um drei Wirkungen handelt, die sich kurz folgendermaßen kennzeichnen lassen. Es muß

1. dem Meißel die hin- und zurückgehende Bewegung mit der erforderlichen Beschleunigung mitgetheilt werden,
2. der Meißel ist zwischen je zwei auf einander folgenden Stößen um die durch die Mitte der Meißelschneide gehende Axe des Gestänges oder Meißelhalters in einem bestimmten Winkelbetrage zu drehen oder umzusetzen, und
3. muß der Meißel und die ihn tragende Stange dem allmählichen langsamen Fortschreiten der Bohrung entsprechend in der Axe des Gestänges oder Bohrloches vorgeschoben werden.

Es handelt sich daher bei jeder solchen Bohrmaschine immer um drei wesentliche Bewegungen, die kurz als Stoßbewegung, Umsetzung und Vorschiebung bezeichnet werden mögen.

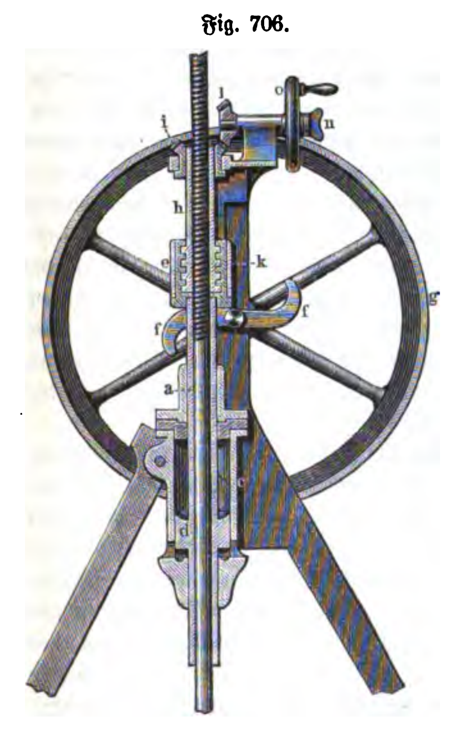
Steinbohrmaschinen für Handbetrieb sind zwar in verschiedener Art ausgeführt worden, ohne daß dieselben jedoch eine größere Verbreitung gefunden hätten. Die Gründe hierfür sind hauptsächlich darin zu erkennen, daß wegen der verhältnißmäßig großen Nebenhindernisse in solchen Maschinen die von denselben erreichbare Nutzwirkung hinter derjenigen zurückbleibt, die bei dem Handbohren erzielt wird, und daß wegen der geringen Arbeitskraft die Bohrarbeit nur langsam von statten geht, so daß der mit der Maschinenarbeit überhaupt angestrebte Vortheil nicht erreicht wird, welcher in der Möglichkeit liegt, mittels der Maschinen die Arbeit thunlichst zu beschleunigen. Es wird daher genügen, von solchen Handbohrmaschinen nur ein Beispiel anzuführen, wozu die von Jordan angegebene gewählt werden mag, Fig. 706.

Bei dieser Maschine ist eine Bohrstange *a* vorhanden, die am unteren Ende den Meißel aufnimmt, während der obere Theil mit Schrauben-

[1]) C. A. Angström, Ueber Gesteinsbohrmaschinen 1874; A. Riedler, Gesteinsbohrmaschinen und Luftcompressionsmaschinen 1877; W. Schulz, Gesteinsbohrmaschinen. Im 4. Bande des Handbuchs der Ingenieurwissenschaften von L. Franzius und F. Lincke 1885.

gewinde versehen ist, um den erforderlichen Vorschub geben zu können. Diese Bohrstange geht durch die röhrenförmige Kolbenstange *b* eines im Cylinder *c* spielenden Kolbens *d* hindurch, so zwar, daß die Bohrstange sich in dieser Röhre zwar frei verschieben kann, eine Drehung der Kolbenstange *b* aber auf die Bohrstange *a* übertragen wird, zu welchem Ende die Bohrstange in ihrem unteren Ende sechskantig gestaltet ist. Mit der Kolbenstange *b* an ihrem oberen Ende fest verbunden ist die cylindrische Muffe *e* angebracht, unter welche die beiden Hebedaumen *f* greifen, die auf der von dem Arbeiter umzudrehenden Welle des Schwungrades *g* befindlich sind. Das Muttergewinde für die Schraube *a* ist in der Röhre *h* befindlich, die mit der besagten Muffe *e* durch den Kammzapfen *k* drehbar verbunden ist, so daß diese Röhre *h* sich unabhängig von der Muffe *e* wohl drehen kann, dagegen an deren Verschiebung theilnehmen muß. In Folge dieser Einrichtung wird bei der Umdrehung der Schwungradwelle der ganze aus Kolbenstange *b*, Muffe *e*, Röhre *h* und Bohrstange *a* bestehende Apparat durch jeden der beiden Daumen gehoben, wobei die oberhalb des Kolbens *d* in dem Cylinder *c* befindliche Luft zusammengepreßt wird. Sobald der Daumen dann die Muffe *e* frei giebt, werden die vorgenannten Theile durch die Spannkraft der zusammengepreßten Luft abwärts geworfen, so daß die Luft hierbei lediglich die Rolle einer Schlagfeder übernimmt.

Fig. 706.



In Folge der einseitigen Anordnung der Daumen wird bei dem Anheben der Muffe gleichzeitig eine Umdrehung dieser in derselben Art bewirkt, wie dies in §. 7 bei der Besprechung der sogenannten Californiastampfer angegeben worden ist, und an dieser Umdrehung muß die Bohrstange *a* wegen der gedachten prismatischen Führung in der Kolbenstange theilnehmen, so daß hierdurch der Meißel umgesetzt wird. Gleichzeitig mit der Umsetzung wird aber auch die Vorschiebung des Meißels durch die angegebene Drehung der

Muffe e bewirkt, und zwar in folgender Art. Würde die das Muttergewinde für die Vorschubschraube a tragende Röhre h vollkommen fest mit der Muffe e verbunden sein, so würde durch die Drehung dieser Muffe die Schraubenspindel a nicht verschoben werden, indem dann Schraubenspindel und Schraubenmutter dieselbe Drehung empfangen würden. Wäre dagegen die Mutter h an der Umdrehung gänzlich verhindert, so würde bei der Umdrehung der Muffe e und der Schraubenspindel a um den Winkel φ die Bohrstange in dem Betrage φs vorgeschoben werden, wenn s die Steigung der Schraubengewinde bedeutet. Dieser, bei jedem Stoße des Bohrers erfolgende Vorschub wäre natürlich viel zu groß, und man muß ein Mittel haben, die Vorschiebung in gehöriger Weise zu verkleinern. Um dies zu erreichen, ist die Röhre h mittels Nuth und Feder durch die Nabe des drehbar im Gestelle gelagerten Kegelrädchens i geführt, das mit dem zugehörigen Kegelrade l im Eingriffe steht. Vermittelst einer Schraube und Flügelmutter n kann die Drehung dieses Rades durch die erzeugte Reibung beliebig erschwert werden, so daß man es dadurch in der Hand hat, auch die Umdrehung der Mutter h und damit den Vorschub nach Belieben zu regeln. Je mehr den Kegelrädern und der Mutter h die Drehung durch den Anzug der Flügelmutter n erschwert wird, desto größer muß der Vorschub ausfallen. Das Handrädchen o dient dazu, durch die Hand vorzuschieben und den Bohrer zurückzuziehen. Diese Maschine scheint den von ihr gehegten Erwartungen wenig entsprochen zu haben.

Bei den gewöhnlichen Steinbohrmaschinen bildet die Bohrstange gleichzeitig die Kolbenstange eines in einem Cylinder, dem Schlagcylinder, beweglichen Kolbens, gegen dessen Flächen Dampf oder, wie häufiger üblich ist, gepreßte Luft treibend zur Wirkung gebracht wird. Insbesondere ist die Anwendung gepreßter Luft bei den unter Tage arbeitenden Bohrmaschinen des Bergmannes gebräuchlich, um die Condensation des Dampfes in den langen Zuleitungen von den über Tage aufgestellten Kesseln zu umgehen und die Uebelstände zu vermeiden, die mit dem Austritte des gebrauchten Dampfes an der Betriebsstätte verbunden sind, und gleichzeitig den Vortheil einer Lüftung der Grube durch die abgehende Luft zu erzielen. Diesen Vortheilen des Betriebes mit gepreßter Luft steht andererseits der Nachtheil einer weniger guten Ausnutzung der verfügbaren Betriebskraft deswegen gegenüber, weil man die Luft in den Bohrmaschinen nicht durch Expansion zur Wirkung bringen kann, da mit einer solchen eine erhebliche Abkühlung verbunden und der Betrieb durch Eisbildung in Frage gestellt sein würde.

Die beiden dem Drucke der Luft ausgesetzten Flächen des Kolbens sind immer von verschiedener Größe, so daß der Druck auf die größere Fläche dem Kolben die zur Stoßwirkung erforderliche Beschleunigung ertheilt, während die Pressung gegen die kleinere Fläche den Kolben und Meißel nur

zurückzuführen hat. Während bei einzelnen Bohrmaschinen diese beiden Flächen abwechselnd dem Drucke der Preßluft ausgesetzt werden, sind andere so eingerichtet, daß die kleinere, für den Rückgang dienende Kolbenfläche fortwährend unter dem Drucke der Preßluft steht, wogegen die andere größere Fläche nur unter Druck gesetzt wird, wenn der Meißel vorwärts gehen soll und für den Rückgang desselben mit der Atmosphäre in Verbindung kommt. Für diesen Fall muß der Kolben eine solche Größe erhalten, daß die Differenz der beiden Flächen genügend groß ist, um die erforderliche Schlaggeschwindigkeit des Meißels zu erzeugen.

Zur entsprechenden Zu- und Abführung der Betriebsluft ist der Cylinder mit einer geeigneten Steuerung zu versehen, für welche meistens ein Muschel- oder Kolbenschieber angewandt wird, während bei einigen Maschinen dem Arbeitskolben gleichzeitig die Aufgabe zufällt, die betreffenden Canäle abzuschließen und zu öffnen. Die Bewegung des gedachten Steuerungsschiebers kann in verschiedener Weise geschehen. Bei den ersten Maschinen von Sommeiller wurde hierzu eine besondere kleine Hülfsmaschine verwendet, deren Kolben ebenfalls durch die Preßluft getrieben wurde, und deren Triebwelle außer der Bewegung des Schiebers für den Schlagcylinder gleichzeitig die Umsetzung des Meißels und das Vorschieben der Bohrstange zu besorgen hatte. Eine Vereinfachung wurde dann derart vorgenommen, daß zur Bewegung des Steuerschiebers ein besonderer Steuerkolben, ähnlich wie bei den bekannten Wassersäulenmaschinen, s. Th. II, 2, vorgesehen wurde, wie dies beispielsweise bei den Maschinen von Schram, Fröhlich, Jäger, Dubois und Francois der Fall ist. Bei anderen Maschinen dagegen wird die Bewegung des Steuerschiebers von dem Schlagkolben oder dessen Kolbenstange durch Anstoßen gegen geeignete Hebel oder Knaggen bewirkt, bis man der Bohrmaschine dadurch die einfachste Gestalt gab, daß man den Arbeitskolben gleichzeitig als Abschlußmittel für die Luftcanäle benutzte, eine Anordnung, die sich bei der Maschine von Darlington findet.

Das Umsetzen des Meißels geschieht bei manchen Maschinen durch die Hand, womit der Vortheil verbunden ist, daß man den jedesmaligen Umsetzungswinkel der Härte des Gesteins und der Stärke der Schlagkraft entsprechend wählen kann. Die meisten Bohrmaschinen setzen dagegen den Meißel selbstthätig um, da bei dem schnellen Gange derselben die Umsetzung aus freier Hand von selbst ausgeschlossen ist. Der Meißel muß stets bei dem Rückgange umgesetzt werden, damit die Wirkung des Schlages nicht durch die Reibung des Meißels in dem Bohrloche beeinträchtigt werde. Der Winkel, um welchen bei jedem Stoße umzusetzen ist, hängt von der Härte des zu bohrenden Gesteins in der Art ab, daß er um so kleiner zu wählen ist, je härter das Material ist, er schwankt für gewöhnlich etwa zwischen 12 und 45 Grad, so daß zu einer vollen Umdrehung zwischen 30 und

8 Umsetzungen erforderlich sind. Gewöhnlich arbeiten die Bohrmaschinen mit einem constanten Umsetzungswinkel, doch ist es in vielen Fällen auch möglich, die Größe der Umsetzung den Verhältnissen entsprechend durch Austausch einzelner Theile, wie z. B. der verwendeten Schalträder, zu verändern.

Die selbstthätige Umsetzung des Meißels geschieht bei einzelnen Maschinen mit Hülfe eines Schaltrades, durch dessen Nabe die prismatisch gebildete oder mit einer Feder versehene Kolbenstange hindurchgleitet, so daß eine dem Schaltrade durch eine Schubklinke ertheilte Drehung auf die Kolbenstange und den Meißel übertragen wird. Dabei kann die Bewegung dieser Schubklinke, wie bei der Maschine von Dubois und Francois, durch den Druck der Luft gegen kleine Hülfskolben erzielt werden, oder man kann die hin- und hergehende Bewegung der Kolbenstange dazu benutzen, die Schubklinke in schwingende Bewegung zu versetzen, wie dies bei der Maschine von Sachs geschieht.

Viel häufiger aber bedient man sich zur Umsetzung des Mittels, die Kolbenstange mit einer oder mehreren schraubenförmigen Nuthen, sogenannten Drallzügen, zu versehen, indem man diese Kolbenstange an der betreffenden Stelle durch die Nabe eines Sperrrades hindurchgleiten läßt, welche im Inneren mit entsprechenden Hervorragungen für jene Nuthen versehen ist, so daß sie gewissermaßen als das Muttergewinde für jene Schraubengänge angesehen werden kann. Denkt man sich dieses Sperrrad während des Kolbenrückganges an der Drehung verhindert, so muß die sich hindurchschiebende Kolbenstange eine der Neigung jener besagten Drallzüge entsprechende Drehung annehmen, wie sie für das Umsetzen des Meißels gefordert wird. Damit dann bei dem folgenden Vorwärtsgange der Kolbenstange keine Rückdrehung derselben stattfinde, muß während dieses Vorwärtsganges das Sperrrad frei gegeben werden, so daß seine Zähne unter der vorhandenen Sperrklinke hinweggleiten können. Letzteres wird auch unter der Voraussetzung geschehen, daß die Reibung, die sich einer Rückdrehung der Kolbenstange im Inneren des Cylinders und in der Stopfbüchse entgegensetzt, ein größeres Moment hat, als der am Umfange des Sperrrades bei dem Hinweggleiten unter der Sperrklinke zu überwindende Widerstand. In den meisten Fällen wird diese Voraussetzung zwar erfüllt sein, doch hat man auch solche Anordnungen getroffen, die mit Sicherheit die Rückdrehung der Kolbenstange bei dem Vorwärtsgange ausschließen, welchen Werth auch die Kolbenreibung haben möge. Dies wird erreicht durch die Anbringung eines zweiten Sperrrades auf der Kolbenstange, welches durch eine besondere Sperrklinke festgehalten wird, sobald der Kolben zum Schlage vorwärts geht, während das die Muttergänge für die Drallzüge enthaltende Sperrrad bei dem Rückgange des Kolbens festgehalten wird. Es ist ersichtlich, daß in Folge dieser Anordnung bei dem

Hin- und Hergange abwechselnd die Kolbenstange und das die Muttergänge für die Drallzüge enthaltende Sperrrad die betreffende Drehung, und zwar jedesmal nach derselben Richtung, empfängt. Es ist hierbei für die Wirkung ohne Belang, ob man, wie vorstehend angenommen worden, die Drallzüge auf der Kolbenstange und die Muttergewinde für dieselben in der Nabe des Sperrrades anbringt, oder ob man das letztere mit einem die Drallzüge aufnehmenden massiven Dorne von genügender Länge versieht, über welchen sich dann die hohl gehaltene Kolbenstange hinwegschiebt, wobei in der Höhlung der Kolbenstange die entsprechenden Hervorragungen für die Drallzüge enthalten sind, so daß die Kolbenstange hier in gewissem Sinne als die Mutter anzusehen ist. Beide Anordnungen kommen vielfach vor, wie aus den weiterhin angeführten Beispielen ersichtlich werden wird. Es mag hierbei noch erwähnt werden, daß zwar bei der Anwendung solcher Drallzüge der betreffende Theil jedesmal eine Drehung empfängt, welche von dem Hube des Kolbens abhängig ist, daß aber der Betrag der jedesmaligen Umsetzung immer nur einem Zahne oder einer ganzen Anzahl von Zähnen des Sperrrades entsprechen muß, weil bei einer größeren, durch die Drallzüge veranlaßten Drehung zwischen den Zähnen des Sperrrades und dessen Schaltklinke sich ein entsprechender todter Gang einstellt. Nur bei der Anwendung eines Reibungsgesperres, wie es ebenfalls, und zwar bei der Maschine von Reynold vorkommt, wird der Winkel für die Umsetzung der jedesmal durch die Drallzüge bewirkten Drehung genau gleich sein.

Um den Meißel in dem Maße, wie die Arbeit fortschreitet, vorzuschieben, ist die Maschine in einem Gestellrahmen verschieblich gelagert, in welchem entweder eine Schraubenspindel die Vorschiebung bewirkt, oder der Maschine mittels einer Zahnstange eine zeitweise Verschiebung um die Größe der Zahntheilung gestattet wird. Die letztere Anordnung findet sich bei der Maschine von Ferroux, bei der in der Verlängerung des Schlagcylinders ein besonderer Vorschubcylinder angebracht ist, dessen Kolben stetig dem Drucke der Betriebsluft ausgesetzt ist und daher die Maschine fortwährend zu verschieben trachtet, woran die Sperrung durch eine doppelte Zahnstange ihn hindert. Bei genügender Vertiefung des Bohrloches wird durch das Anstoßen der Kolbenstange die Sperrklinke ausgelöst, so daß nunmehr die ganze Maschine um einen Zahn vorgeschoben wird. Eine Gegenklinke verhütet die Rückschiebung. In noch einfacherer Weise ist der Druck der Luft zum Vorschieben bei den Maschinen verwendet, die bei dem Tunnelbau am Monte Cenere gebraucht wurden. Hier ist nämlich das Gewicht des Schlagcylinders kleiner als das des Kolbens mit Kolbenstange und Meißel, so daß der Druck der Luft im Schlagcylinder gegen dessen Deckel eine Verschiebung des Cylinders zur Folge hat, sobald die betreffende Sperrklinke durch einen Anschlag der Kolbenstange ausgehoben wird.

Wenn man die Maschine mittels einer Schraubenspindel vorschiebt, so wird entweder dieser Spindel oder deren Mutter vermittelst eines Schaltrades eine schrittweise Umdrehung ertheilt, sobald die zugehörige Schaltklinke in die dazu nöthige Schwingung versetzt wird. Dabei kann man diese Bewegung der Schaltklinke sowohl durch Anstoßen der Kolbenstange unmittelbar erzielen, wie man sich hierzu auch kleiner Schaltkolben bedienen kann, die von der Betriebsluft bewegt werden, sobald ein Anstoßknaggen auf der Kolbenstange bei hinreichendem Vorgange derselben den Canal für den Zutritt der Luft hinter diesen Kolben eröffnet.

In jedem Falle kann die Maschine immer nur um eine gewisse, von der Länge des betreffenden Gestelles abhängige Größe vorgeschoben werden, worauf man die ganze Maschine zurückzieht, um vor der weiteren Fortsetzung des Bohrens die Bohrstange durch ein einzuschaltendes Zwischenstück um den Betrag des Rückzuges zu verlängern. Das Zurückziehen der Maschine erfolgt fast immer aus freier Hand. Will man auch durch die Hand verschieben, so kann man sich einer gewöhnlichen Handkurbel bedienen, durch welche entweder die Schraubenspindel oder deren Mutter entsprechend umgedreht wird. Nach diesen allgemeineren Bemerkungen mögen nunmehr einige besondere Maschinen näher besprochen werden.

§. 192. **Fortsetzung.** Als ein Beispiel einer sogenannten langen Maschine sei die von Dubois und Francois, Fig. 707 I bis III, angeführt. Man

Fig. 707 I.

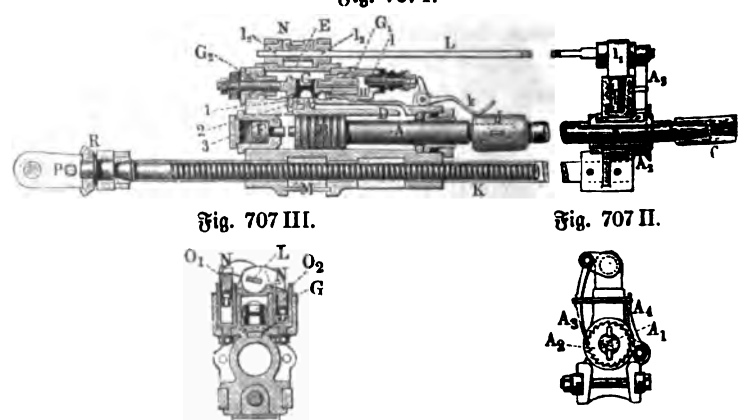


Fig. 707 III. Fig. 707 II.

erkennt hierin die Kolbenstange A, welche am linken Ende den Schlagkolben B trägt, während die Muffe C am rechten Ende zur Aufnahme der Bohrstange dient. Die Anordnung der Luftcanäle 1, 2 und 3 in dem Cylinder D ist aus der Figur deutlich zu ersehen, und es geht daraus hervor,

daß der Kolben in der gezeichneten Stellung anfängt, vorwärts zu gehen, indem aus dem Schieberkasten E die gepreßte Luft durch den Canal 1 hinter den Kolben tritt, während die vor dem Kolben befindliche Luft durch den rechtseitigen Canal 3 nach dem Austrittscanale 2 und ins Freie gelangen kann. In F ist ein Buffer angebracht, gegen den die Kolbenstange bei dem Zurückgehen stößt. Aus der Figur ist ersichtlich, daß die für den Rückgang wirksame Ringfläche bedeutend kleiner ist, als die dem vollen Cylinderquerschnitte entsprechende Rückfläche des Kolbens, auf die bei dem Vorgange des Meißels die Luft treibend wirkt. Um den Schieber G, der die gewöhnliche Muschelform zeigt, zu bewegen, dient der als Steuerkolben wirkende cylindrische Ansatz G_1, dessen Endfläche in der Kammer H dem Drucke der Luft ausgesetzt ist, so lange das kleine Austrittsventil l geschlossen gehalten wird, da die in dem Schieberkasten E befindliche Luft durch die in der Axe des Steuerkolbens bemerkbare Durchbohrung Zutritt nach H erlangt. Wenn dagegen dieses Ventil l geöffnet ist, wie in der Figur angenommen, so ist die rechte Endfläche des Steuerkolbens entlastet, und der Schieber wird in der gezeichneten Rechtsstellung dadurch erhalten, daß der Durchmesser d_1 des Steuerkolbens G_1 etwas größer ist, als derjenige d_2 von dem linksseitigen cylindrischen Ansatze G_2 des Schiebers. In Folge davon wird der Schieber im Inneren des Schieberkastens einem Drucke der Luft gleich

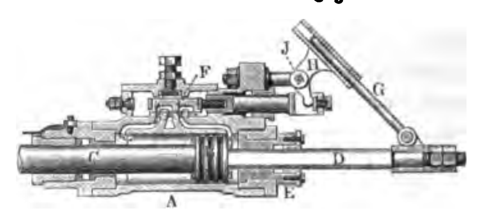
$$p \pi \frac{d_1^2 - d_2^2}{4}$$

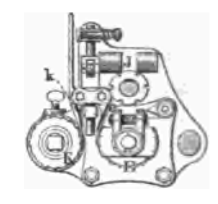
von links nach rechts ausgesetzt sein, wenn p den Ueberdruck der Luft für die Flächeneinheit vorstellt. Wenn dagegen das Ventil l geschlossen ist, also in H ebenfalls der Druck p vorherrscht, wird der Schieber unter dem Einflusse des auf ihn wirkenden Ueberdruckes $p \pi \frac{d_2^2}{4}$ von rechts nach links geschoben. Aus der Figur ist auch ersichtlich, wie die Kolbenstange in ihrer äußersten Rückwärtsstellung mittels der Muffe J gegen den Hebel k trifft und das Ventil l öffnet, so daß der Kolben sofort wieder vorwärts, also in der Figur nach rechts bewegt wird. Diese Bewegung würde offenbar sehr bald wieder aufhören, wenn die Durchbohrung des Steuerkolbens so weit wäre, daß der Raum H sich nach Schluß des Ventils l sogleich mit Luft von dem Ueberdrucke p füllen könnte; man hat deshalb die Weite dieser Durchbohrung so gering zu machen, daß die ganze zu einem Schlage erforderliche Zeit dazu gehört, um in H dieselbe Pressung wie im Schieberkasten E herzustellen. Meistens beträgt diese Weite nicht mehr als etwa 2,5 mm. Es ist auch ersichtlich, daß man durch die Weite dieser Durchbohrung die Zahl der Schläge der Maschine in gewissem Grade verändern

kann, indem diese Zahl bei derselben Spannung der Luft um so größer ausfallen wird, je weiter diese Durchbohrung gemacht wird.

Um den Meißel in gehöriger Weise umzusetzen, ist die Stange A_1 mittels Nuth und Feder durch die Nabe des bei A_2 sichtbaren Schaltrades geführt, dessen zugehörige Schaltklinke A_3 die erforderliche Bewegung von der durch die ganze Maschine der Länge nach hindurch gehende Stange L empfängt. Diese bei l_1 und l_2 drehbar gelagerte Stange erhält nämlich eine schwingende Bewegung von zwei kleinen Kolben O_1 und O_2 aus, deren Cylinder mit den beiden Cylindercanälen 1 und 3 in Verbindung stehen, so daß die Kolben abwechselnd unter Druck kommen. Da diese Kolben unter die beiden Arme des doppelarmigen Hebels N greifen, so wird die Stange L bei jedem Schube des Schlagkolbens in eine Schwingung versetzt, in Folge deren die Schiebklinke A_3 das Schaltrad bei jedem Rückgange des Schlagkolbens um einen Zahn dreht. Die mit der Schiebeklinke A_3 durch ein Gummibändchen verbundene Gegenklinke A_4 verhindert dabei die Rückdrehung in der üblichen

Fig. 708.





Art. Diese hier beschriebene Einrichtung steht zwar im Punkte der Einfachheit hinter anderen Maschinen zurück, übertrifft dieselben aber hinsichtlich der Zuverlässigkeit des Umsetzens aus dem Grunde, weil die Umsetzung nicht wie bei anderen Maschinen von dem Hube des Schlagkolbens abhängig ist.

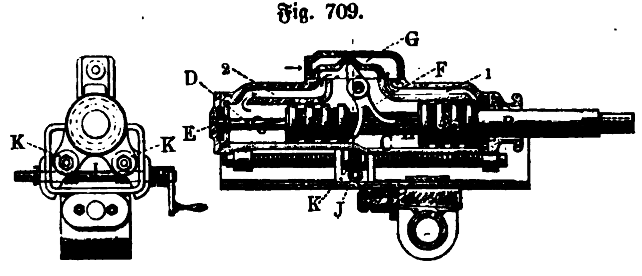
Die Vorschiebung wird bei der hier betrachteten Maschine in leicht verständlicher Art vermittelst der Schraubenspindel K vorgenommen, die durch ein Handrad auf der Axe P mit Hülfe kleiner Kegelräder R umgedreht wird, und deren Mutter M fest mit dem Schlagcylinder verbunden ist.

Die in Fig. 708 dargestellte Maschine von Sachs, welche zu den sogenannten kurzen Maschinen gehört, enthält den in dem Schlagcylinder A beweglichen Kolben B, dessen Kolbenstange C nach beiden Seiten durch die Deckel heraustritt, so zwar, daß der linksseitige Theil C die Bohrstange aufnimmt, während der rechts liegende prismatische Theil D durch die Nabe des Schaltrades E hindurchtritt, so daß dessen Umdrehung durch die Schaltklinke e den Meißel umsetzt. Die Zuführung der Betriebsluft durch die ähnlich wie bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen eingerichteten Canäle ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Vertheilung durch den Muschel-

schieber F, dessen Bewegung von der hinteren Führungsstange D aus durch die Schleife G und den Winkelhebel H erfolgt. Die Axe J dieses Winkelhebels, die bei jedem Hube des Kolbens eine Hin- oder Herschwingung vollführt, wird auch zur Bewegung der beiden Schubklinken e und k benutzt, von denen diejenige e für das Schaltrad E zur Umsetzung des Meißels dient, während durch k ein Schaltrad K umgedreht wird, das die Vorschiebung der Maschine bewirkt. Dieses letztgedachte Schaltrad K sitzt nämlich auf der an dem Cylinder A drehbar und unverschieblich gelagerten Mutter einer Schraubenspindel, die in dem Gestellrahmen angebracht ist. Die Zurückführung wird durch Umdrehen dieser Mutter vermittelst einer Handkurbel und einer Kegelradübersetzung vorgenommen.

Durch die Fig. 709, welche die unter dem Namen Power Jumper bekannte Maschine von Brydon, Davidson und Warrington vorstellt, ist ein Beispiel für die Umsetzung durch Drallzüge gegeben. Diese Maschine enthält zwei Kolben A_1 und A_2 von verschiedenem Durchmesser a_1 und a_2 in demselben Cylinder C. Da der Raum zwischen den beiden Kolben immer

Fig. 709.



mit der äußeren Atmosphäre in Verbindung steht, und die Betriebsluft durch die Canäle 1 und 2 nur in die nach außen gelegenen Cylinderräume geführt wird, so ist die wirksame Kolbenfläche für den Vorwärtsgang durch $\pi \frac{a_2^2}{4} p$ und für den Rückgang durch $\pi \frac{a_1^2 - b^2}{4} p$ dargestellt, wenn b den Durchmesser der Kolbenstange B und p den Ueberdruck der Luft bedeutet. Wie aus der Figur ersichtlich ist, hat man diese Anordnung gewählt, um in dem Zwischenraume zwischen beiden Kolben den Hebel F anbringen zu können, welcher von den Kolben durch Anstoßen abwechselnd hin und her bewegt wird, so daß er den Muschelschieber G in erforderlicher Weise verschiebt.

Zum Umsetzen des Meißels ist der Dorn D fest mit dem in dem hinteren Cylinderdeckel drehbar gelagerten Sperrrade E verbunden und auf seinem Umfange mit einer schraubenförmigen Nuth versehen, in die ein Zahn eingreift, welcher im Inneren der hohlen Kolbenstange angebracht ist. Wenn der Kolben sich während des Rückganges also in der Figur von rechts nach

links bewegt, so nimmt die Kolbenstange B sammt dem mit ihr verbundenen Meißel in Folge dieser Schraubenfurche eine bestimmte Umdrehung an, da hierbei dem Sperrrade E und dem Dorne D durch einen in das Sperrrad eingreifenden Sperrkegel gewöhnlicher Anordnung die Drehung verwehrt ist. Der Meißel wird also bei diesem Rückgange umgesetzt. Bei dem darauf folgenden Vorwärtsgange der Kolbenstange wird sich dagegen der Dorn D drehen, und zwar in demselben Sinne, wie zuvor die Kolbenstange, da die Sperrklinke einer solchen Drehung nicht im Wege ist. Die Kolbenstange B nimmt daher in diesem Falle keine Drehung an, durch welche, wenn sie eintreten würde, die zuvor stattgehabte Umsetzung des Meißels wieder aufgehoben werden müßte. Dies setzt indessen voraus, daß sich der Zurückdrehung der Kolbenstange während des Vorwärtsganges derselben ein größeres Widerstandsmoment entgegensetzt, als dem Gleiten der Sperrklinke über die Zähne des Sperrrades, und dies wird im allgemeinen auch der Fall sein, da die Widerstände, die sich einer Drehung der Kolbenstange in der Stopfbüchse und an den Umfängen der Kolben entgegenstellen, ziemlich erheblich sein werden, abgesehen von dem Widerstande, den der Meißel an den Wandungen des Bohrloches findet. Um aber ganz sicher die Rückdrehung der Kolbenstange zu vermeiden, ist der zwischen den beiden Kolben gelegene Theil H derselben mit Längsriffeln ringsum versehen, so daß dieser Theil gewissermaßen ein langes Sperrrad bildet, in welches eine im Cylinder angebrachte Sperrklinke eintritt, so daß hierdurch der Kolbenstange die besagte Rückwärtsdrehung vollständig verwehrt ist. Diese durch eine Feder gegen die geriffelte Stange angedrückte Sperrklinke gestattet der Kolbenstange dagegen die zur Umsetzung des Meißels nöthige Umdrehung während des Kolbenrückganges.

Die Wirkung dieser Einrichtung mit Drallzügen ist leicht verständlich. Bezeichnet man mit s die Steigung eines solchen Drallzuges oder Schraubenganges, bezogen auf eine ganze Umwindung desselben, und ist l die Länge des Kolbenschubes, so ist mit demselben eine relative Verdrehung der Kolbenstange gegen den Dorn im Betrage von $\frac{l}{s} = \frac{1}{n}$ einer Umdrehung verbunden. Es wird also, da bei dem Vorwärtsgange der Kolbenstange diese durch die Riffelung an jeder Drehung verhindert ist, die gedachte Drehung ausschließlich dem Dorne und Sperrrade E mitgetheilt. Gesetzt nun, $n = \frac{s}{l}$ wäre eine ganze Zahl und gleich der Zähnezahl z des Sperrrades E, so würde hierbei das Sperrrad gerade um einen Zahn unter der Sperrklinke versetzt werden, der Meißel daher jedesmal um den Winkel $\frac{360^{\circ}}{z}$ umgesetzt. Diese Voraussetzung, daß $n = z$ ist, wird aber natürlich nur

bei einem ganz bestimmten Hube $l_0 = \frac{s}{z}$ erfüllt sein, und wenn der Kolbenhub l größer ist, so wird auch die Verdrehung des Sperrrades unter ihrer Klinke bei dem Kolbenvorgange mehr als eine Zahntheilung betragen müssen. Demungeachtet wird aber die Umsetzung des Meißels nach wie vor in dem Betrage von $\frac{360^0}{z}$ erfolgen, indem nämlich, wie man leicht ersieht, bei dem darauf folgenden Rückgange des Kolbens die ganze relative Verdrehung $\frac{l}{s} 360^0$ sich nunmehr auf beide Theile, auf den Dorn und auf die Kolbenstange vertheilt, so daß beim Beginne des Kolbenrückganges zunächst das Sperrrad um den Betrag $\frac{l - l_0}{s} 360^0$ wieder in entgegengesetztem Sinne sich dreht, weil erst von diesem Augenblicke an die Klinke sich gegen den vor ihr befindlichen Zahn setzen kann. Man ersieht hieraus, daß die Zahl der Zähne der Sperrrades, die übrigens mit derjenigen der Riffelungen auf der Kolbenstange übereinstimmen muß, so zu bemessen ist, daß auch bei dem kleinsten vorkommenden Kolbenhube die zugehörige relative Verdrehung mindestens gleich dem Theilungswinkel des Sperrrades ist; andernfalls würde der Meißel gar nicht umgesetzt werden können.

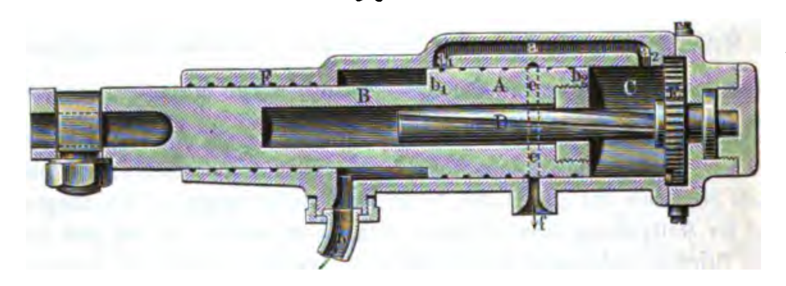
Man hat anstatt des Sperrrades auch wohl eine Frictionsscheibe angewendet, welche nur bei dem Rückgange des Kolbens, und zwar durch den Druck der gegen sie geführten Luft festgehalten wird. Für diese Anordnung, welche man als die eines Sperrrades mit unendlich vielen Zähnen ansehen kann, wird natürlich die Größe des Umsetzungswinkels lediglich durch die Größe $\frac{l}{s} = \frac{1}{n}$ der dem Kolbenschube l zugehörigen relativen Verdrehung der Kolbenstange gegen den Dorn bestimmt.

Die Vorschiebung erfolgt bei der vorstehend besprochenen Maschine durch die Hand des Führers an einer Kurbelwelle J, die mittels zweier Schrauben ohne Ende die zu Schneckenrädern ausgebildeten Muttern K von zwei parallelen Schraubenspindeln in langsame Umdrehung setzt.

Die wegen ihrer Einfachheit bemerkenswerthe Maschine von Darlington ist in Fig. 710 (a. f. S.) dargestellt. Hierbei steht die vordere ringförmige Fläche zwischen dem Kolben A und der Kolbenstange B beständig unter dem Drucke der durch die Röhre b zugeführten Betriebsluft, während die hintere Kolbenfläche in C nur für den Vorwärtsgang dem Drucke der durch den Verbindungscanal a zuströmenden Luft ausgesetzt wird. Der lange Kolben A dient dabei gleichzeitig zum Abschlusse dieses Canals a, der erst freigegeben wird, sobald die vordere Kante b_1 hinter die Oeffnung a_1 getreten ist. Wenn dadurch die Verbindung der Cylinderräume vor und hinter dem Kolben her-

gestellt ist, so wird der letztere durch den Ueberdruck gegen die hintere Fläche in C vorwärts geworfen, so lange, bis die hintere Kante b_2 des Kolbens über die im Cylinderinneren ausgedrehte Ringnuth e tritt, die der treibenden Luft den Ausweg ins Freie durch die Oeffnung f gestattet, worauf der Rückgang wieder erfolgt. Zum Umsetzen dient der mit drei Drallzügen versehene Dorn D, der mit dem drehbar im Cylinderdeckel gelagerten Sperrrade E fest verbunden ist. Zwei durch Federn gegen dieses Rad gelegte Sperrklinken sorgen für die Umsetzung in der vorstehend angeführten Weise;

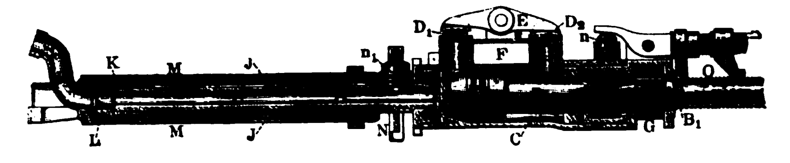
Fig. 710.



die Zurückdrehung des bei dem Rückgange umgesetzten Kolbens während seines Vorwärtsganges wird hier durch die Reibung verhindert, die sich einer Verdrehung des Kolbens in der Stopfbüchse F und an der Cylinderwandung entgegenstellt.

Die Art, wie durch den Druck der Betriebsluft die Maschine unmittelbar vorgeschoben wird, ist aus der Fig. 711 ersichtlich, durch welche die Maschine von Ferroux verdeutlicht wird. Die Steuerung der Betriebs-

Fig. 711.



luft wird hierbei durch die beiden Kolbenschieber D_1 und D_2 vermittelt, von denen abwechselnd der eine durch die schrägen Kolbenenden emporgetrieben wird, in Folge wovon der andere mittels des doppelarmigen Hebels E niedergeschoben wird. Hierdurch ist der in den Raum F geführten Preßluft Gelegenheit geboten, durch die Oeffnungen des jeweilig emporgehobenen Schiebers auf die eine Seite des Kolbens zu treten, während die auf der anderen Seite desselben befindliche Luft durch die Oeffnungen des nieder-

gedrückten Schiebers aus dem Cylinder ins Freie gelangen kann. Die Umsetzung wird wieder durch die beiden auf der Kolbenstange B angebrachten gewundenen Nuthen oder Drallzüge b vermittelt, in welche zwei Nasen oder Vorsprünge in der Nabe des Sperrrades G eintreten, welches letztere durch eine gewöhnliche Klinke während des Kolbenrückganges an der Drehung verhindert wird.

Für den Vorschub ist die Maschine mit der Röhre H fest verbunden, die am hinteren Ende mit einem Kolben K in dem Cylinder J verschieblich ist. Der letztere ist in ähnlicher Art mit dem Kolben L versehen, der sich in dem äußeren Vorschubcylinder M verschieben kann. Da die Betriebsluft bei R eingeführt wird, so erhält der Schlagcylinder C durch den Druck gegen die erwähnten Vorschiebkolben K und L stetig das Bestreben, sich von links nach rechts zu verschieben, welchem Bestreben er aber nicht früher folgen kann, als bis die Sperrklinke N ausgehoben ist, die in die Zähne von zwei beiderseits vom Schlagcylinder an dem Gestelle festen Zahnstangen O einfällt, wozu sie durch den Druck der fortwährend unter den kleinen Sperrkolben n tretenden Preßluft genöthigt wird. Sobald jedoch bei genügender Vertiefung des Bohrloches der Kolben hinreichend weit nach rechts bewegt wird, um mittels des schrägen Ansatzes B_1 den Anstoßknaggen P und damit die Klinke N zu heben, wird die Sperrung aufgehoben, so daß unter dem Einflusse des Druckes der Luft gegen die Vorschubkolben K und L die Maschine nach rechts geschoben wird. Da hierbei der Knaggen P sofort frei gegeben wird, so fällt die Klinke N unter dem Einflusse des Kolbens n sogleich wieder nieder, so daß nur um eine Zahntheilung vorgeschoben wird. Um hierbei eine Rückwärtsbewegung des Schlagcylinders unter dem bei dem Stoße des Meißels auftretenden Rückstoße auszuschließen, sind die Zahnstangen auch unterhalb mit entgegengesetzt gestellten Sperrzähnen versehen, in welche eine bügelförmige Gegenklinke N_1 durch den Druck der Preßluft auf den darüber angeordneten kleinen Kolben n_1 eingedrückt wird. Diesen Kolben n_1 hat man niederzudrücken, wenn nach vollendetem Ausschub der beiden Vorschubkolben K und L die Maschine zum Zwecke der Einschaltung einer Bohrstangenverlängerung wieder zurückgeholt werden soll.

Die hier angeführten Beispiele von Steinbohrmaschinen mögen genügen, um über das Wesen und die Wirkungsweise von diesen Maschinen Klarheit zu erhalten; in Betreff der vielen noch zur Ausführung gekommenen anderen Maschinen dieser Art muß auf die angeführten Werke verwiesen werden.

In Bezug auf die Wirkungsweise dieser Bohrmaschinen mögen noch folgende Bemerkungen angeführt werden. Als die treibende Flüssigkeit wird bei allen unter Tage arbeitenden Bohrmaschinen, wie vorstehend immer an-

genommen wurde, nicht Dampf, sondern gepreßte Luft von etwa 3 bis 5 Atm. Ueberdruck verwendet, weil bei Dampfbetrieb der ausblasende Dampf in der Grube lästig sein würde, während bei dem Betriebe mit Luft die ausblasende Luft gleichzeitig für die Beseitigung der bei dem Sprengen sich bildenden Gase und für eine wünschenswerthe Lüftung der Grube von Vortheil ist. Nur über Tage, z. B. in Steinbrüchen, wendet man auch Dampf zum Betriebe der Bohrmaschinen an. Die Anwendung von Wasser, das unter sehr hohem Drucke steht (bis zu 150 Atm.), ist nur als ein Ausnahmefall[1]) zu betrachten. Da man bei der Herstellung der gepreßten Luft durch die Compressoren eine bestimmte Arbeit zur Zusammendrückung aufwenden muß, welche in der Bohrmaschine gar nicht oder doch nur in geringem Maße wieder gewonnen werden kann, weil sich darin die Expansionswirkung wegen der Eisbildung verbietet, so ist von dem Luftbetriebe immer nur ein verhältnißmäßig geringer Wirkungsgrad zu erwarten. Es kann in dieser Hinsicht auf das in Th. III, 2 gelegentlich der pneumatischen Hebevorrichtungen Gesagte verwiesen werden.

Die Wirkungsweise der Luft in den Bohrmaschinen ist in gleicher Art zu beurtheilen, wie diejenige des Dampfes in den mit Volldruck arbeitenden Maschinen. Dabei wird die während des Kolbenvorganges zur Wirkung kommende Arbeit A zur Beschleunigung der stoßenden Masse G verwendet, die aus dem Meißel, der Bohrstange, Kolbenstange und dem Kolben besteht, und deren Gewicht bei den gewöhnlichen Maschinen etwa zwischen 8 und 32 kg schwankt. Man hat daher, unter v die dieser Masse ertheilte Endgeschwindigkeit verstanden, die Beziehung $A = G \frac{v^2}{2g}$; worin $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung durch die Schwere vorstellt. Die während des Kolbenrückganges ausgeübte Arbeit dient dagegen außer zur Ueberwindung der schädlichen Widerstände hauptsächlich zu einer solchen Beschleunigung der Masse, wie sie zur Erzielung der gewünschten Schlagzahl erforderlich ist. Zur Aufnahme der dieser Masse bei dem Ende des Rücklaufes innewohnenden Arbeit wird man für eine geeignete Prallung, etwa durch ein abgeschlossenes Luftkissen, zu sorgen haben. Die Arbeit bei dem Vorgange und Rücklauf hängt außer von der Pressung der Luft hauptsächlich von den Kolbenflächen, dem Kolbenhube und der minutlichen Schlagzahl ab, für welche Größen etwa die folgenden Durchschnittszahlen angenommen werden mögen. Nach einer an unten angezeigter Stelle[2]) enthaltenen Zusammenstellung von 19 verschiedenen Bohrmaschinen liegt die Größe der hinteren, für den Vorwärtsgang zur Wirkung kommenden Kolbenfläche zwischen 31 und

---

[1]) A. Riedler, Brandt's hydraulische Gesteinsbohrmaschine. Wien 1877.
[2]) W. Schulz, Gesteinsbohrmaschinen.

101 qcm, während die vordere Kolbenfläche zwischen 17 und 82 qcm und das Verhältniß beider etwa zwischen 1 und 2,5 gelegen ist. Der Kolbenhub schwankt ungefähr zwischen 0,1 und 0,29 m und die Zahl der Schläge in der Minute, deren geringster Werth zu 125 angegeben wird, erhebt sich bei einzelnen Maschinen bis zu 600. Die Leistungsfähigkeit, d. h. die Menge des zerkleinerten Materials, hängt natürlich in erster Reihe von der Widerstandsfähigkeit des zu bearbeitenden Gesteins ab, in Betreff derselben muß auf die besonderen Veröffentlichungen verwiesen werden.

Zur Unterstützung der Bohrmaschinen bedient man sich geeigneter Gestelle, welche der Bedingung genügen müssen, bei hinreichender Standfähigkeit leicht versetzt werden zu können, und an denen die Bohrmaschinen bequem in beliebiger Stellung und unter jedem gewünschten Winkel gegen den Horizont befestigt werden können. Bei den langen Bohrmaschinen, wie sie bei Tunnelbauten in größerer Anzahl neben einander verwendet werden, hat das Gestell dabei im allgemeinen die Form eines auf Schienen laufenden Wagens, welcher etagenförmig über einander angeordnete Rahmen trägt, von denen jeder mehrere Bohrmaschinen aufnimmt, denen mittels universalgelenkartiger Verbindungen die erforderliche Stellung gegeben werden kann. Um den festen Stand des Gestelles zu erzielen, bedient man sich dabei einzelner Spreizen, mittels deren das ganze Gestell gegen die Decke des Tunnels festgespannt werden kann, zu welchem Zwecke entweder Schrauben angewandt werden, oder durch Wasserdruck angepreßte Kolben dienen. Da, wo eine solche feste Verspannung gegen die Decke oder gegen feste Wände nicht möglich ist, wie z. B. in Steinbrüchen, muß dem Gestelle nöthigenfalls durch angehängte oder aufgelegte Gewichte eine hinreichende Masse gegeben werden, um gegen die durch die Stöße bei dem Bohren veranlaßten Erzitterungen genügende Standfähigkeit zu erzielen. In der Regel ist dies aber nur möglich, wenn das Bohrloch in ganz oder nahezu senkrechter Richtung abwärts hergestellt wird, während für das Bohren in wagrechter oder stark gegen das Loth geneigter Richtung solche Gestelle von genügender Standfähigkeit und leichter Versetzbarkeit bisher nicht ausgeführt werden konnten. Hierin ist einer der Hauptgründe zu erblicken, warum die Bohrmaschinen in Steinbrüchen und auf Baustellen weniger Verwendung gefunden haben.

Es mag hier noch bemerkt werden, daß man die Steinbohrmaschinen auch zur Herstellung von Schlitzen oder Schrämen verwendet hat, indem man entweder eine größere Anzahl von nahe neben einander gelegenen Löchern bohrte und die zwischen den Löchern stehen bleibenden Stege des Gesteins durch Keile wegtrieb, oder dadurch, daß man der Maschine eine hin- und zurückgehende Bewegung in der Art mitgetheilt hat, wie dies mit der Spindel von Langlochbohrmaschinen geschieht. Ueber derartige Schräm-

maschinen, die nur geringe Anwendung gefunden haben, kann an unten angezeigter Stelle[1]) ein weiteres nachgesehen werden.

§. 193. **Tiefbohranlagen.** Während die im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Bohrmaschinen nur dazu dienen, Bohrlöcher von geringer Tiefe herzustellen, wie sie für die Sprengarbeit in Gruben und bei Bauausführungen erforderlich sind, ist es andererseits oft nöthig, Bohrlöcher bis zu sehr großen Tiefen von vielen hundert Metern senkrecht in die Erde zu treiben, theils, um sich von dem Vorkommen nützlicher Mineralien zu überzeugen, theils zur Gewinnung von Wasser (artesische Brunnen) oder Petroleum. Die Art des Bohrens kann hierbei, sofern es sich um die Durchdringung harter felsiger Massen handelt, dieselbe sein, wie diejenige bei der Verwendung der vorbesprochenen Steinbohrmaschinen, d. h. man bedient sich des Stoßbohrens mittels der Meißelbohrer, doch hat man sich auch vielfach mit Vortheil des drehenden Bohrens bedient, wovon weiter unten noch gehandelt werden soll.

Bei der großen Tiefe, bis zu welcher man hierbei die Bohrlöcher herstellt, ist natürlich ein entsprechend langes, aus einzelnen Theilen von 6 bis 10 m Länge zusammengesetztes Gestänge nöthig, welches an sich ein bedeutendes Gewicht hat. Man hat daher hier nur dieses am unteren Ende den Meißel tragende Gestänge wiederholt auf eine gewisse Höhe zu erheben und von dieser niederfallen zu lassen, ohne bei dem Fallen einen besonderen Druck auf das Gestänge auszuüben, da das eigene Gewicht des Gestänges zur Erzeugung der erforderlichen Stoßwirkung mehr als genügend ist. Man wird sogar bei allen einigermaßen beträchtlichen Tiefen das Gestängegewicht theilweise durch ein Gegengewicht auszugleichen haben. Die große Länge des Gestänges verbietet auch von vornherein eine große Anzahl von Schlägen in der Minute, wie sie bei den vorbesprochenen Steinbohrmaschinen gebräuchlich ist; man wird im allgemeinen in der Minute zwischen 20 und 36 Hebungen voraussetzen können. Daraus folgt dann weiter, daß das Umsetzen des Meißels von der Hand des betreffenden Arbeiters erfolgen kann, wenn es auch solche Einrichtungen giebt, die selbständig umsetzen.

In Betreff der Vorschiebung des Meißels muß bemerkt werden, daß es hierbei natürlich geboten ist, den Vorschub auf das Gestänge zu beschränken, indem die betreibende Maschine oberhalb des Bohrloches fest aufzustellen ist. Zu diesem Zwecke wird das Gestänge in der Regel oberhalb mit dem freien Ende eines schwingenden Hebels, des Schwengels, in solcher Art verbunden, daß es um eine gewisse Größe nachgelassen werden kann, worauf

[1]) Schräm- und Schlitzmaschinen von Dr. Ph. Forchheimer. Vierter Band des Handbuchs der Ingenieurwissenschaften 1885.

es durch ein einzuschaltendes Zwischenstück verlängert wird. Dieses Nachlassen erfolgt immer durch die Hand. Eine besondere Schwierigkeit ist bei diesen Bohrungen mit der erforderlichen Entfernung des gebildeten Bohrmehles oder Schmandes verbunden. Zu diesem Zwecke hat man zeitweise das ganze Gestänge aus dem Bohrloche auszuheben und durch Einführung eines geeigneten Geräthes, des sogenannten Löffels, die auf der Sohle des Bohrloches befindliche zerkleinerte Masse zu fassen und zu Tage zu fördern. Offenbar wächst die Schwierigkeit und der hiermit verbundene Zeitverlust mit der Tiefe des Bohrloches, da das aus vielen einzelnen Theilen bestehende Gestänge bei dem Aufholen jedesmal in die einzelnen Stücke zu zerlegen und bei dem Wiedereinbringen von neuem zusammenzusetzen ist. Zur Ausführung dieser Arbeiten ist natürlich immer eine von der Betriebsmaschine zu bewegende Winde vorhanden, deren Seil über eine so hoch über der Bohrlochmündung gelegene Rolle geführt wird, daß das längste Gestängstück oder eine Vereinigung von zwei bis drei solcher Stücke zwischen dieser Rolle und der Mündung des Bohrloches Raum findet. Es erklärt sich hieraus die Nothwendigkeit eines über dem Bohrloche aufzustellenden Gerüstes oder Bohrthurmes von genügender Höhe. Eine zweite Winde ist in der Regel vorgesehen, um die zur Entleerung des Bohrloches dienenden Löffel und sonstigen Geräthe einzulassen und auszuheben.

Wenn der Bohrmeißel fest mit dem unteren Ende des Gestänges verbunden wäre, so würde das letztere bei jedem Aufschlagen des Meißels einen Stoß empfangen, welcher wegen der großen Länge des Gestänges leicht zu Verbiegungen und Brüchen führen würde. Man hat daher fast immer die Einrichtung so getroffen, daß der Bohrmeißel nur mit einem kurzen Gestängstücke, der sogenannten Schwerstange, fest verbunden wird, und daß man diesem aus Meißel und Schwerstange gebildeten Untergestänge eine gewisse Verschiebung gegen das Obergestänge gestattet, wodurch bei dem Aufschlagen des Meißels erreicht wird, daß der Stoß sich nur dem Untergestänge mittheilt, indem sich das Obergestänge während des letzten Theiles der niedergehenden Bewegung frei über das Untergestänge hinwegschieben kann. Hierzu dienen die sogenannten Freifallinstrumente, die vielfach auch die Umsetzung des Meißels vermitteln. Bei der Anwendung einer derartigen Vorrichtung wird sonach nur das Gewicht des besagten Untergestänges zur Erzielung des Schlages verwendet, aus welchem Grunde man der genannten Schwerstange genügende Masse zu geben hat, während man das Obergestänge durch ein Gegengewicht gänzlich ausgleicht. Der Hub des Obergestänges ist dabei immer um diejenige Länge größer, um welche das besagte Gleiten desselben in dem Freifallinstrumente stattfindet. Die Einrichtung dieser Apparate soll weiter unten noch näher besprochen werden.

Um den mit der wiederholten Reinigung des Bohrloches von dem gebildeten Bohrmehle verbundenen Zeitaufenthalt möglichst zu verkleinern, hat man verschiedene Mittel versucht. Zunächst hat man das steife Gestänge durch ein Seil ersetzt, welches den Meißel schneller auszuheben und einzusetzen gestattet, als dies bei der Anwendung des Gestänges möglich ist, das, wie gesagt, jedesmal in die einzelnen Theile zerlegt und darauf wieder zusammengesetzt werden muß, während ein Seil durch die Aufwickelung auf eine Trommel schnell gehoben und ebenso leicht wieder eingelegt werden kann. Diese vielfach zur Verwendung gekommene Methode des Seilbohrens hat es ermöglicht, tiefe Bohrlöcher in verhältnißmäßig viel kürzerer Zeit niederzubringen, als es durch das Gestängebohren möglich ist.

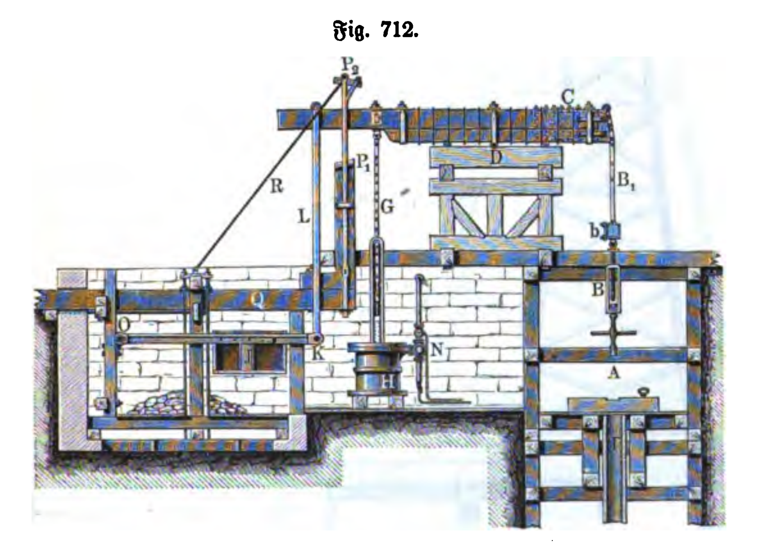
Noch in einer anderen Art hat man eine Beschleunigung des Bohrens erreicht, indem man nämlich das sich bildende Bohrmehl durch einen in das Bohrloch eingeführten Strom Wassers fortwährend fortspült, um das Auslöffeln des Bohrloches und den damit verbundenen Zeitaufenthalt ganz zu beseitigen. Bei dieser Methode des sogenannten Spülbohrens bedient man sich eines röhrenförmigen Bohrgestänges, in dessen obere Oeffnung durch eine Druckpumpe unausgesetzt Wasser eingedrückt wird, das an der Sohle des Bohrloches durch geeignete Oeffnungen des Bohrmeißels austritt. Indem dieses Wasser in dem Zwischenraume zwischen dem Bohrgestänge und der Bohrlochswandung mit einer gewissen hinreichend großen Geschwindigkeit emporsteigt, führt es die durch den Meißel gelösten Theilchen unausgesetzt, wie dieselben gebildet werden, aus dem Bohrloche fort. Die Einrichtung ist hier natürlich so zu treffen, daß das Wasser der oberen Mündung des Gestänges unbeschadet der auf- und niedergehenden Bewegung desselben zugeführt wird. Bei diesem, sowie bei dem Tiefbohren überhaupt, ist es häufig nöthig, das Bohrloch zu verrohren, d. h. eiserne Röhren von oben in das Bohrloch dem Bohrer folgend nachzutreiben, wenn die Beschaffenheit des durchbohrten Gesteins dies nöthig macht. Diese Röhren werden durch geeignete Ramm- oder Druckvorrichtungen eingetrieben, und zwar bei großen Tiefen vielfach mit nach unten schrittweise abnehmenden Weiten, da die mit der Länge des niederzudrückenden Rohres wachsenden Widerstände an den Wänden des Bohrloches bald eine solche Größe annehmen, bei welcher ein weiteres Eindrücken nicht mehr möglich ist, so daß die Verrohrung mit einem engeren Satze fortgesetzt werden muß. Das Nähere hierüber gehört nicht hierher und ist in den Schriften über die Bohrtechnik[1]) nachzulesen. Es mögen nach diesen allgemeineren Bemerkungen nur noch die wesentlichsten Maschinen und Geräthe zum Tiefbohren angeführt werden.

---

[1]) Th. Tecklenburg, Handbuch der Tiefbohrkunde, Leipzig 1886.

In Fig. 712 ist die Einrichtung im wesentlichen dargestellt, wie sie in Sperenberg zur Herstellung eines Bohrloches von 1271 m Tiefe gebraucht worden ist. Das aus 11 m langen Eisenstangen durch Verschraubung zusammengesetzte Gestänge, welches einen Meißel von 0,39 m Breite mittels Freifallinstrumentes trug, war bei A angesetzt und hing vermittelst der zum Nachlassen dienenden Schraube B und einer Laschenkette B_1 an dem Kopfe des Schwengels C, eines zweiarmigen hölzernen Hebels, der, um den Zapfen D schwingend, bei E von der Laschenkette G niedergezogen wurde, sobald der Kolben in dem darunter befindlichen, unten offenen Dampfcylinder H durch den von oben eingeführten Dampf niedergedrückt wurde. Durch das in dem Kasten J befindliche Gegengewicht wurde mittels des

Fig. 712.



einarmigen, um O drehbaren Hebels K und der Zugstangen L das Gewicht des Obergestänges ausgeglichen, so zwar, daß dieses Gewicht in dem Maße vermehrt wurde, in welchem mit zunehmender Tiefe die Gestängelast größer wurde. Gegen Ende der Bohrung hatte das Gestänge ein Gewicht von etwa 160 Centnern, und es war ein etwa 100 Centner schweres Gegengewicht hierbei erforderlich. Die Steuerung des Dampfes in dem einfach wirkenden Dampfcylinder wurde mittels des Wilson'schen Hahnes N durch die Hand besorgt, und um die Stöße zu mildern, waren bei P_1 und P_2 Prellklötze angebracht. Während der untere Prellbock P_1 auf dem federnden Balken Q befestigt war, nahmen die Zugstangen R die gegen den oberen Prellklotz ausgeübten Stöße auf. Auch war die Nachlaßvorrichtung B mittels eines aus Gummiplatten bestehenden Buffers b an die Laschenkette B_1

gehängt, um die Stoßwirkungen bei dem Anheben des Gestänges zu mildern. Bei T ist der sogenannte **Bohrtäucher**, d. i. eine in die Mündung des Bohrloches genau senkrecht eingesetzte cylindrische Röhre dargestellt, in deren Axe das Gestänge niedergeht. Ueber dem Bohrloche war ein 28 m hoher Bohrthurm aufgestellt, um in seiner Spitze die Seilrollen für die Seile zum Fördern des Gestänges und des Löffels aufzunehmen. Zur Bewegung der zugehörigen Seiltrommeln diente eine besondere Dampfmaschine von

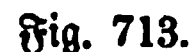
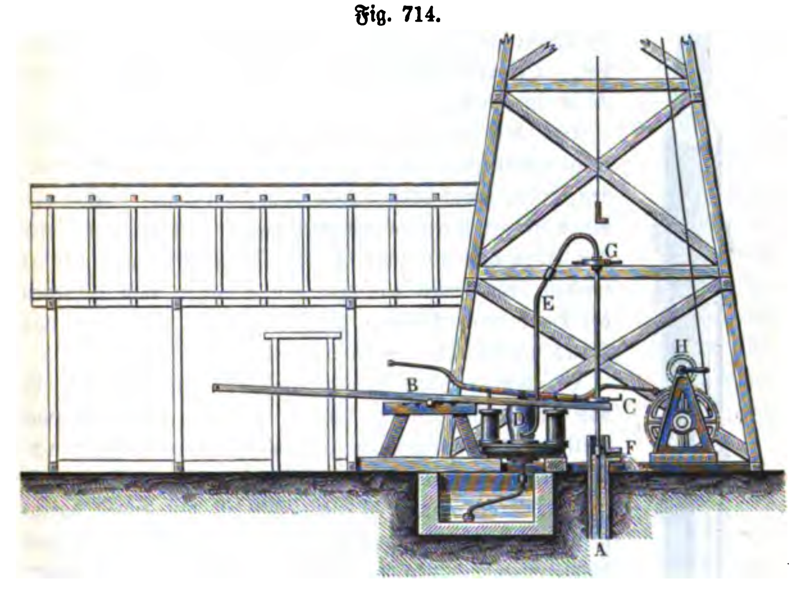


Fig. 713.

80 Pferdekraft, mittels deren es möglich war, gegen das Ende der Bohrung das Gestänge in 2 Stunden 6 Minuten auszufördern, während zum Einhängen desselben 2 Stunden 17 Minuten Zeit erforderlich war. Die Einrichtung eines solchen Bohrthurmes und die Anordnung der Fördervorrichtung ist aus Fig. 713 zu ersehen, welche eine Einrichtung zum **Seilbohren** darstellt, wie sie in Amerika zum Erbohren von **Petroleum** vielfach gebräuchlich ist.

Hier wird der Schwengel A durch eine Kurbel auf der Welle B bewegt, die von der Axe C einer liegenden Dampfmaschine durch den Riemen D angetrieben wird. Das an seinem unteren Ende den Meißel tragende Bohrseil E ist über die in der Spitze des Bohrthurmes angebrachte Leitrolle F und von da nach der Fördertrommel G geführt, die ihre Umdrehung erforderlichenfalls durch den Seiltrieb H von der Axe B aus erhalten kann. Von dem Schwengelhaken J hängt die Nachlaßschraube herab, in deren unteres Ende eine fest mit dem Seile verbundene Klemme eingehakt ist. Wenn die Nachlaßschraube ganz herabgedreht ist, kann diese Klemme gelöst und ein entsprechendes Stück des Seiles durch dieselbe hindurchgezogen werden, worauf nach vorher erfolgter Zurückdrehung der Nachlaßschraube

Fig. 714.

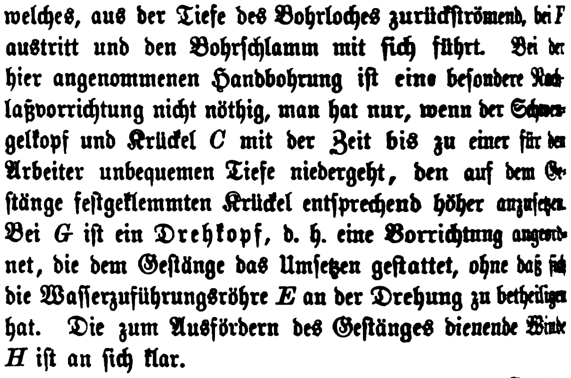


der Betrieb weiter geführt werden kann. Zum Ausheben des Meißels behufs erneuter Schärfung desselben oder zum Zwecke des Auslöffelns wird das Seil nach Abnahme der Klemme auf die Trommel G gewunden, während das zweite über die Trommel K geführte schwächere Seil dazu dient, den zum Reinigen dienenden Löffel niederzulassen. Diese Trommel K wird von der Riemscheibe L dadurch umgedreht, daß mittels der Hebelverbindung NOP die Scheibe Q fest genug gegen diejenige L gedrückt wird, um die Mitnahme durch Reibung zu erzielen.

Wie die Einrichtung zu treffen ist, wenn mit Wasserspülung gebohrt werden soll, zeigt Fig. 714. Hierbei ist das hohle Bohrgestänge A durch den gabelartig geschlitzten Kopf des für Handbohrung dienenden Schwengels B

hindurch geführt und bei C mit dem sogenannten **Krückel**, d. h. dem Hebel zum Umsetzen des Meißels verbunden. Durch die Druckpumpe D wird fortwährend Wasser mittels des Schlauches E in das Gestänge eingepreßt, welches, aus der Tiefe des Bohrloches zurückströmend, bei F austritt und den Bohrschlamm mit sich führt. Bei der hier angenommenen Handbohrung ist eine besondere Nachlaßvorrichtung nicht nöthig, man hat nur, wenn der Schwengelkopf und Krückel C mit der Zeit bis zu einer für den Arbeiter unbequemen Tiefe niedergeht, den auf dem Gestänge festgeklemmten Krückel entsprechend höher anzusetzen. Bei G ist ein **Drehkopf**, d. h. eine Vorrichtung angeordnet, die dem Gestänge das Umsetzen gestattet, ohne daß sich die Wasserzuführungsröhre E an der Drehung zu betheiligen hat. Die zum Ausfördern des Gestänges dienende Winde H ist an sich klar.

Fig. 715.



Von den einzelnen zum Tiefbohren nöthigen Geräthen mögen zunächst die **Freifallinstrumente** besprochen werden, deren Zweck oben bereits angegeben wurde. Von den vielen ausgeführten und vorgeschlagenen Instrumenten dieser Art sollen hier nur zwei für das Stangenbohren angeführt werden, von denen das eine von **Fabian** zum Umsetzen der Hand eines Arbeiters bedarf, während das zweite von **Kind** herrührende den Meißel selbstthätig umsetzt.

Bei dem **Fabian**'schen Freifallapparate, Fig. 715, ist das Obergestänge A am unteren Ende zu einem aus zwei Hälften zusammengesetzten Hohlcylinder C gestaltet, innerhalb dessen der obere cylindrische Theil des Untergestänges B sich verschieben kann. Dieser Theil ist mit einem durchgesteckten Keilstück c, dem **Fangkeil**, versehen, der in zwei diametralen Schlitzen des Cylinders C seine Führung findet, und bei dem Aufgehen des Obergestänges auf den Ansätzen b hängt, so daß hierdurch auch das Untergestänge mit dem Meißel gezwungen ist, an der aufsteigenden Bewegung des Gestänges Theil zu nehmen. Wenn dann bei dem Hubwechsel der Krückelführer dem Gestänge eine kurze, stoßweise Drehung giebt, so bleibt das Untergestänge vermöge seiner Trägheit zurück, der Fangkeil verliert seinen Halt, und das Untergestänge fällt in den Schlitzen selbständig und unabhängig von der Bewegung des Obergestänges mit der ihm durch die Schwerkraft ertheilten Beschleunigung nieder. Da es hierbei dem Obergestänge voraneilt, so wird der bei dem



Fig. 716.

Auffallen des Meißels ausgeübte Stoß nicht auf das Obergestänge übertragen, also der beabsichtigte Zweck erreicht. Wenn darauf das Obergestänge mit der cylindrischen Hülse *C* den tiefsten Stand erreicht, tritt die schräge Wandung des Schlitzes bei *a* gegen den Fangkeil *c*, wodurch eine solche relative Verdrehung des Obergestänges gegen das untere herbeigeführt wird, daß der Fangkeil sich bei dem darauf folgenden Aufgehen des Gestänges wieder auf den Sitz *b* legt und der Meißel von neuem gehoben wird. Die hierzu erforderliche Arbeit des Krückelführers ist eine sehr anstrengende, und die Anzahl der Schläge in der Minute auf 25 bis 30 beschränkt, doch ist dieses Instrument wegen seiner Einfachheit viel in Anwendung und bis zu großen Tiefen brauchbar. Bei einem hölzernen Gestänge wirkt das Instrument wegen der großen Verdrehung des Gestänges in sich nur unregelmäßig.

Dem gegenüber wirkt das Kind'sche Freifallinstrument selbstthätig, und zwar in folgender Weise. Wie aus Fig. 716 zu ersehen ist, trägt hierbei das Obergestänge *A* am unteren Ende zwei zu einer Gabel oder Scheere verbundene Backen *BB*, in deren Schlitze das untere Gestänge oder Abfallstück *C* gleiten kann. Die Zunge *E* dieses Abfallstückes hängt bei dem Aufgange des Gestänges mittels des Köpfchens *e* zwischen den beiden hakenförmig gestalteten Enden von zwei Zangenbacken *D*, die dadurch geschlossen gehalten werden, daß

zwischen die oberen Enden derselben das keilförmige Stück F eingezwängt wird. Es ist ersichtlich, wie eine Hebung dieses Keilstückes F die Zange bei e öffnet, so daß die Zunge E mit dem Untergestänge abfallen kann, während das Köpfchen e in der tiefsten Gestängelage wieder von der Zange erfaßt werden muß, sobald das Keilstück F sich in dieser Lage wieder zwischen die oberen Zangenschenkel einzwängt. Um die hierzu erforderliche Bewegung des Keilstückes F zu erreichen, ist dasselbe durch das verschieblich eingesetzte Stängelchen G mit dem Scheibchen H, dem sogenannten Hütchen, verbunden, welches die gewünschte Bewegung in Folge des Widerstandes herbeiführt, den es in dem das Bohrloch erfüllenden Wasser findet. Es ergiebt sich, daß in der höchsten Stellung des Gestänges, in dem Augenblicke, in welchem dasselbe anfängt, nieder zu gehen, das Hütchen durch den Widerstand des Wassers gegen seine Unterfläche von dieser Bewegung zurückgehalten wird, so daß die Zangenbacken bei e sich öffnen und das Unterstück abfallen muß. Dagegen muß beim unteren Hubwechsel der von oben auf das Hütchen wirkende Widerstand des Wassers die Zange D wieder schließen, so daß die Zunge E mit emporgeführt wird. Dieses Instrument kann hiernach nur bei dem Bohren in Wasser verwendet werden, wofür es sich auch vielfach, besonders bei großen Tiefen, sehr gut bewährt hat, woraus seine vielfache Anwendung sich erklärt. Die Hubhöhe, welche für weiches Gebirge zu 0,20 m angegeben wird, steigt bei hartem Gebirge bis auf das Vierfache, die Anzahl der Hübe in der Minute wird zu 20 bis 35 angegeben.

Fig. 717.



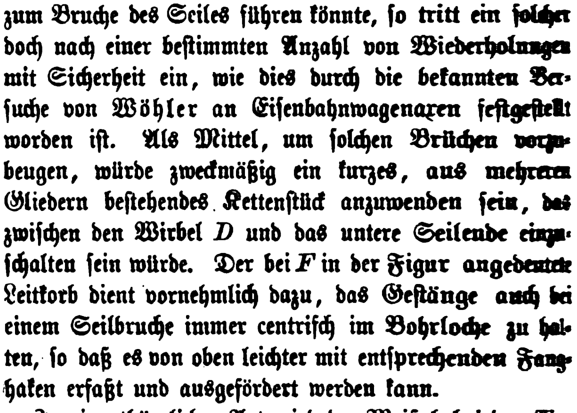
Besondere Schwierigkeit hat das regelmäßige Umsetzen des Meißels bei dem Seilbohren anfänglich deshalb gemacht, weil bei dem Seil das Umsetzen nicht wie bei dem starren Gestänge durch Drehen mittels eines Krückels möglich ist. Den Umstand, daß ein gedrehtes Seil sich bei dem Anziehen etwas aufdreht, und bei der darauf folgenden Entlastung wieder zudreht, hat Kolb zum Umsetzen des Bohrmeißels in sehr einfacher Art mittels der durch Fig. 717 dargestellten Anordnung benutzt. Hierbei ist nämlich die den Meißel tragende Stange A am oberen Ende bei B dünner gedreht, um den am Seile C hängenden drehbaren Wirbel D aufzunehmen, welcher mit seinem Auge D_1 das Gestänge A durch den fest aufgekeilten Ring G emporzieht, wenn das Seil angezogen wird. Zwischen diesem Wirbel und

dem Ansatz der Stange bei a ist die Gummihülse H und zwischen dieser und dem Wirbel D die Stahlplatte J angebracht. Sobald der Meißel aufschlägt, muß der Wirbel D in Folge seines Beharrungsvermögens einen nach unten gerichteten Druck auf die Gummihülse ausüben, und dieselbe ein wenig zusammendrücken, wodurch die Pressung zwischen dem Wirbel D und dem Ringe G aufgehoben wird. Wenn daher das vorher durch das Gewicht des Meißels und der Stange A belastete Seil nunmehr in Folge der Entlastung sich wieder zurückdreht, kann der Wirbel dieser Drehung frei folgen, da zwischen ihm und dem Ringe G eine Reibung jetzt nicht auftritt, wogegen der Meißel an dieser Drehung nicht Theil nimmt. Diese Wirkung dauert indeß nur so lange, bis durch die sich wieder ausdehnende Gummihülse H das Auge D_1 des Wirbels wieder genügend fest gegen den Ring G angedrückt wird, um durch die entstehende Reibung die freie Drehbarkeit des Wirbels auf dem Stangenansatz aufzuheben. Wird alsdann das Seil wieder angezogen, so dreht es sich in sich wieder um so viel auf, wie es sich bei dem soeben besprochenen Vorgange zugedreht hat, und hierbei muß der Meißel folgen, wegen der zwischen dem Wirbel und dem Ringe G vorhandenen Reibung. Auf diese Weise wird der Meißel nach jedem Schlage umgesetzt. Hierbei kann man die Größe des Umsetzungswinkels in einfacher Art durch die Dicke der Stahlplatte J regeln. Je dicker nämlich diese Scheibe ist, desto mehr ist die Gummihülse zusammengepreßt, und um so geringer ist die Zeit, während welcher der Wirbel sich frei um die Stange drehen kann, um so kleiner wird daher der Umsetzungswinkel ausfallen. Bei dem Gebrauche hat man eine Anzahl solcher Zwischenlegplatten J, deren Dicken um etwa 0,5 mm verschieden sind, und man bedient sich derjenigen Platte, welche den für das zu durchbohrende Gestein passendsten Umdrehungswinkel ergiebt. Da sich die Größe dieses Winkels nicht wohl vorher durch Rechnung bestimmen läßt, so ermittelt man dieselbe durch einen Versuch, wozu der Ring G auf seiner Umfläche in eine Anzahl gleicher Theile getheilt ist, während man auf dem Wirbel eine Pfeilmarke angebracht hat. Bemerkt man die Stellung dieses Pfeils in Bezug auf diese Theilung vor dem Einhängen des Meißels, und ebenfalls wieder, nachdem man einige Schläge gethan hat, so ergiebt sich aus dem Unterschiede der beiden Ablesungen die eingetretene Umsetzung, die man erforderlichenfalls durch Einlegen einer anderen Platte J verändern kann.

Eine bei dieser Anordnung gemachte Beobachtung verdient des allgemeineren Interesses wegen erwähnt zu werden. Es ergab sich nämlich bei dem Arbeiten mit dieser Vorrichtung regelmäßig nach einer bestimmten Zeit von etwa drei Tagen ein Bruch des Seiles an der Stelle bei C_1, wo es an den Bohrwirbel angeschlossen war. Man hat sich diese Erscheinung so zu erklären, daß jedesmal bei dem Auffallen des Meißels das bei C_1 plötzlich

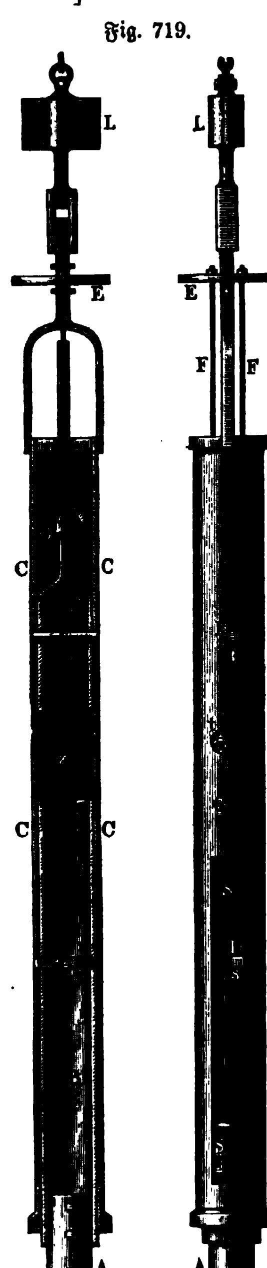
angehaltene Seil an der Umbiegungsstelle daselbst einer Stauchung ausgesetzt ist, welche durch die lebendige Kraft hervorgerufen wird, die in dem ganzen darüber befindlichen Seile in dem Augenblicke des Auffallens noch vorhanden ist. Wenn diese Wirkung an sich auch nur klein ist und nicht zum Bruche des Seiles führen könnte, so tritt ein solcher doch nach einer bestimmten Anzahl von Wiederholungen mit Sicherheit ein, wie dies durch die bekannten Versuche von Wöhler an Eisenbahnwagenaxen festgestellt worden ist. Als Mittel, um solchen Brüchen vorzubeugen, würde zweckmäßig ein kurzes, aus mehreren Gliedern bestehendes Kettenstück anzuwenden sein, das zwischen den Wirbel D und das untere Seilende einzuschalten sein würde. Der bei F in der Figur angedeutete Leitkorb dient vornehmlich dazu, das Gestänge auch bei einem Seilbruche immer centrisch im Bohrloche zu halten, so daß es von oben leichter mit entsprechenden Fanghaken erfaßt und ausgefördert werden kann.

Fig. 718.



In eigenthümlicher Art wird der Meißel bei der Einrichtung von Mather und Platt umgesetzt, wovon Fig. 718 eine Darstellung ist. Das hierbei aus mehreren einzelnen Meißeln A zusammengesetzte Bohrgeräth trägt fest auf der Stange B die beiden mit schrägen Kuppelungszähnen versehenen Scheiben C und D. Zwischen diesen ist eine lose drehbar aufgesetzte Hülse E befindlich, mit welcher die Zuggabel F fest verbunden ist, die an dem Seile hängt, das hierbei in Form eines Bandseiles zur Verwendung kommt. Diese Hülse E ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, ebenfalls mit schrägen Zähnen versehen, welche in diejenigen der beiden Scheiben C und D eingreifen können. In der gezeichneten Stellung hängt das Bohrgeräth mittels der Scheibe D auf der Hülse E und sinkt bei dem Niedergange des Seiles herab, bis der Meißel sich auf den Bohrlochgrund aufsetzt. In diesem Augenblicke löst sich die noch weiter hinabgehende Hülse E aus den Zähnen der oberen Scheibe D und tritt mit ihren unteren Zähnen in diejenigen der Scheibe C ein. Da nun die zusammentreffenden Zähne von E und C um eine halbe Zahntheilung gegen einander versetzt sind, so wird die Hülse E wegen der schrägen Form der Zähne um eine halbe Zahntheilung in dem Sinne des Pfeiles nach links gedreht, und das Seil betheiligt sich an dieser Drehung. Bei dem darauf folgenden Auf-

Fig. 719.

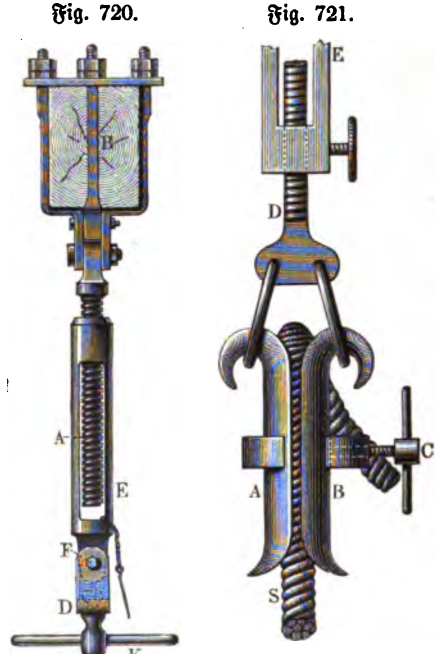


zuge löst sich zunächst wieder E von C, und wenn die oberen Zähne von E in diejenigen von D eintreten, muß die Hülse E und das Seil eine fernere Drehung nach links ebenfalls um eine halbe Zahntheilung annehmen. Der durch die Reibung im Bohrloche festgehaltene Meißel ist bei diesem Vorgange nicht gedreht worden. Sobald das emporgehende Seil den Bohrer anhebt, wird es sich in Folge der durch das Gewicht des Bohrgeräthes ausgeübten Spannung wieder in seine natürliche Lage zurückdrehen, und der Meißel muß jetzt dieser Drehung folgen, so daß derselbe um eine ganze Zahntheilung nach rechts, d. h. in dem entgegengesetzten Sinne des Pfeiles umgesetzt wird. Die cylindrischen Scheiben G und H dienen zur Führung des Gestänges in dem Bohrloche, und zwar trägt H einzelne Platten h, die mit schraubenförmig gewundenen Rillen von sägezahnartigem Querschnitte versehen sind, so daß durch die Einwirkung der Bohrlochswände auf diese Schraubengänge die angeführte Drehung des Meißels mit Sicherheit erzielt wird.

Von den verschiedenen bei dem Seilbohren angewandten Freifallapparaten möge nur der v. Sparre'sche, Fig. 719, angeführt werden. Bei diesem hängt der Meißel mittels der Stange A an dem hohlen Abfallstücke B, welches cylindrisch ist und in dem röhrenförmigen Oberstücke C gleiten kann. Angehoben wird der Meißel mittels des Fangkeiles D, der sich auf den Sitz bei s in dem Schlitze S des Oberstückes aufsetzt. Bei dem oberen Hubwechsel wird das Hütchen E in der schon angegebenen Art zurückgehalten, wodurch ein mit diesem Hütchen durch zwei Stängelchen F verbundener Anstoßknaggen G eine Sperrklinke H aus den Zähnen der Stange J auslöst. Diese Sperrklinke ist an

dem Oberstück C drehbar befestigt, während die zugehörige Sperrstange J mit einem Gewichtscylinder K verbunden ist, der ebenfalls in dem Oberstücke gleiten kann. Dieser Gewichtscylinder K trägt oberhalb einen Querstift k, der sich in passenden Schlitzen des Oberstückes führt, und setzt sich unterhalb in die Zinken z fort, welche in passende Einschnitte des Unterstückes eingreifen, so daß eine Drehung dieses Gewichtscylinders K auch dem Abfallstücke B mitgetheilt werden muß. Die erforderliche Drehung erhält das Gewichtsstück K durch die geeignete Form des Führungsschlitzes t, welcher am unteren Ende bei t_1 seitwärts gebogen ist, so daß der in dem senkrechten Theile t dieses Schlitzes abfallende Stift k die Drehung des Gewichtsstückes veranlaßt, woran das Abfallstück wegen der in dasselbe eingreifenden Zinken z theilnimmt, so daß dadurch der Fangkeil D seine Stütze auf s verliert und in dem Schlitze S niedergleiten kann. Das Oberstück wird hierbei nicht mit gedreht, und zwar dient das Flügelkreuz L zur wirksameren Verhinderung einer Drehung. Erst bei dem folgenden Nachsinken des Oberstückes wird dasselbe gedreht, und zwar in demselben Sinne der vorherigen Drehung des Abfallstückes, sobald nämlich die seitliche Ausbiegung des Schlitzes t gegen den Stift k trifft, der in diesem Augenblicke in der tiefsten Lage befindlich ist und durch das ruhende Abfallstück an der Drehung verhindert wird. In Folge der dem Oberstücke hierdurch ertheilten Drehung gelangt der Sitz s des Schlitzes S wieder unter den Fangkeil D, so daß bei dem Anzug des Seiles der Meißel folgen muß. Bei dem unteren Hubwechsel senkt sich das Hütchen, so daß die Klinke H wieder in die Zähne der an dem Gewichtscylinder K angebrachten Stange J einfällt, und dieser Cylinder dadurch gleichzeitig angehoben wird.

Fig. 720. Fig. 721.



Von den sonstigen bei dem Tiefbohren gebräuchlichen Geräthen ist die Nachlaßschraube, Fig. 720, leicht verständlich. Die Schraubenspindel A ist hierbei mittels eines Scharniers oder einer kurzen Kette an dem Kopfe B

des Schwengels befestigt, während das Gestänge C mittels eines das Umsetzen gestattenden Wirbels D an der Schere E hängt, deren oberer Theil das Muttergewinde für die Schraube enthält. Durch die Umdrehung der Schere an dem Hebel F wird das Gestänge niedergelassen, bis die Schraube ausgedreht ist, worauf das Gestänge entsprechend zu verlängern und die Mutter wieder zurückzudrehen ist. Für das Umsetzen dient der Krückel K. Zum Nachlassen hat man sich wohl auch anstatt der Schraube einer Kette bedient, deren eines Ende an den Schwengelkopf gehakt ist, und die in einer herabhängenden Schleife eine lose Rolle trägt, an deren Axe der Gestängewirbel hängt. Das andere Kettenende ist um eine Trommel geführt, durch deren Umdrehung man das Gestänge nach Bedarf nachlassen kann.

Fig. 722.

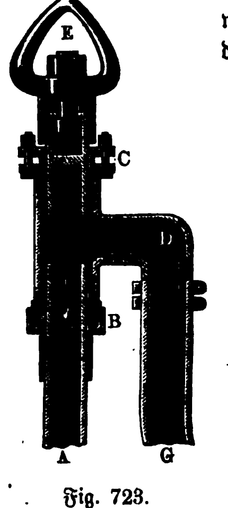
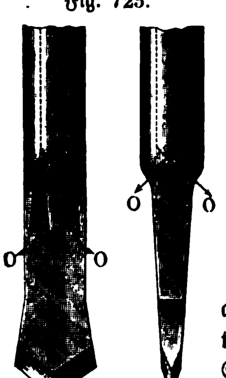


Fig. 724.

Die Verbindung des Seiles mit der Nachlaßschraube bei dem Seilbohren ist aus Fig. 721 deutlich, worin $A B$ die aus zwei Theilen bestehende Klemme vorstellt, die durch die Schraube C fest mit dem Seile S verbunden wird. Nachdem die Nachlaßschraube D um ihre ganze Länge niedergegangen ist, löst man die Klemme und zieht unter gleichzeitiger Rückdrehung der Nachlaßschere E ein entsprechendes Stück Seil hindurch.

Fig. 723.



Wie bei dem Spülbohren das hohle Gestänge A durch die beiden Stopfbüchsen B und C mit dem Drehkopfe D verbunden ist, zeigt Fig. 722. Der Drehkopf hängt mittels des Wirbels E an der vom Schwengel ausgehenden Nachlaßvorrichtung, während das durch die Pumpe eingepreßte Spülwasser mittels des Schlauches G nach dem Drehkopfe und in das Innere des Gestänges geführt wird. Die Meißel bei dem Spülbohren sind natürlich so einzurichten, daß sie dem Spülwasser in möglichster Nähe der Arbeitsstelle den Austritt gestatten. Bei dem in Fig. 723 abgebildeten Meißel tritt das aus dem Gestänge in den hohlen Meißelschaft gelangende Wasser durch die vier Oeffnungen O zu beiden Seiten des Meißels aus.

Noch möge die Vorrichtung angeführt werden, welche zu dem sogenannten Löffeln, d. h. zur Entleerung des Bohrloches von dem gebildeten Bohrschmand angewandt wird. Fig. 724 (a. v. S.) stellt einen gewöhnlichen Löffel vor, bestehend aus dem cylindrischen Rohre A, dessen unterer Rand mit einer Schneide B versehen ist, über welcher sich ein Klappen- oder Kugelventil C befindet. Wird dieses Rohr mittels des Gestänges mehrmals um 0,10 bis 0,60 m gehoben und fallen gelassen, so tritt der Schlamm durch das Ventil in das Rohr ein, welches dann gehoben und entleert werden kann. Auch hat man pumpenähnliche Vorrichtungen, bestehend aus einem mit Bodenventil versehenen Cylinder und einem darin verschieblichen Kolben zu demselben Zwecke verwendet; in Betreff der näheren Einrichtungen muß auf die über das Tiefbohren veröffentlichten Schriften[1]) verwiesen werden.

§. 194. **Drehende Steinbohrmaschinen.** In der neueren Zeit hat man auch vielfach die Löcher in Stein durch Bohrer hergestellt, die ununterbrochen umgedreht werden, und deren Wirkungsweise im allgemeinen mit derjenigen der in den früheren Paragraphen besprochenen Metallbohrmaschinen übereinstimmt, insofern wenigstens, als der Bohrer gleichzeitig um seine Axe gedreht und in deren Richtung vorgeschoben wird. Das Bohrgestänge trägt hierbei an seinem Ende eine sogenannte Bohrkrone, d. h. einen kolben- oder ringförmigen Körper, der an der arbeitenden Endfläche entweder mit harten Stahlzähnen oder mit Diamanten besetzt ist. Indem diese Bohrkrone mit entsprechendem Drucke gegen das Gestein gepreßt wird, dringen die besagten Zähne oder Diamanten bis zu geringer Tiefe in das Gestein ein, welches bei der Umdrehung der Bohrkrone seitlich fortgeschoben wird. Der Druck, mit welchem hierbei die Bohrkrone gegen das Gestein gedrückt wird, ist bei der Verwendung von Diamanten nur gering, weil bei einem bedeutenden Drucke ein Lösen der kleinen, in die Bohrkrone eingesetzten Diamanten zu befürchten wäre. Demgemäß werden diese Diamanten auch nur ganz feine Spänchen abschaben, und man erzielt ein genügend schnelles Vorschreiten des Bohrers nur durch eine sehr bedeutende Umdrehungsgeschwindigkeit der Bohrkrone. Wenn die Krone dagegen mit Stahlzähnen versehen ist, so drückt man sie in der Regel so stark gegen das Gestein, wie mit der Festigkeit des gehärteten Stahles nur verträglich ist. In Folge dieses großen Druckes dringen die keilförmig gebildeten Zähne der Bohrkrone tiefer in das Gestein vor, und bei der sehr langsamen Umdrehung der Krone werden daher entsprechend größere Steinsplitter abgedrückt oder abgeschert. Hiernach unterscheiden sich diese beiden Arbeiten von Bohrmaschinen in der Art von einander, daß die Diamantbohrmaschinen mit

[1]) Th. Tecklenburg, Handbuch der Tiefbohrkunde.

geringem Drucke und großer Geschwindigkeit durch eine mehr schabende Wirkung ein feines Mehl abreiben, während stählerne Bohrkronen mit großem Drucke und langsamer Geschwindigkeit das Material mehr keilend wegdrücken oder fortsprengen. Demgemäß werden natürlich auch die Einrichtungen dieser beiden Maschinen entsprechend von einander abweichen.

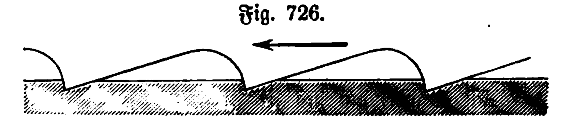
Fig. 725.



In den meisten Fällen werden hierbei ringförmige Bohrkronen verwendet, welche das im Inneren des Ringes stehende Material nicht angreifen, sondern als einen zusammenhängenden sogenannten Kern rings umschneiden, der, wenn er einige Länge erlangt hat, entweder von selbst abbricht, oder durch geeignete Instrumente abgebrochen werden kann, um ihn dann aus dem Bohrloche heraus zu fördern. Dieses Kernbohren ist von besonderer Wichtigkeit in allen Fällen, wo es darauf ankommt, die Beschaffenheit des durchbohrten Gesteins festzustellen, da aus den zu Tage geförderten Kernen deutlich die Lagerungsverhältnisse des durchbohrten Gesteins ersichtlich sind. Andererseits ist aber auch, wie leicht zu ersehen ist, die zur Herstellung eines Bohrloches von bestimmtem Durchmesser nöthige Arbeit bei der Verwendung von Kernbohrern geringer als bei der von Vollbohrern, insofern die letzteren das ganze das Bohrloch erfüllende Material zerkleinern müssen, während die Kernbohrer nur das den cylindrischen Ring zwischen Kern und Bohrlochwandung erfüllende Material zu erbohren haben.

Von den Maschinen mit Stahlkronen hat sich besonders die Brandt'sche ausgezeichnet bewährt, welche hier etwas näher besprochen werden soll. Aus Fig. 725 wird die Bohrkrone deutlich, welche aus einem Stahlrohre A gebildet und dessen Stirnfläche zu vier Zähnen ausgearbeitet ist, deren Form

Fig. 726.

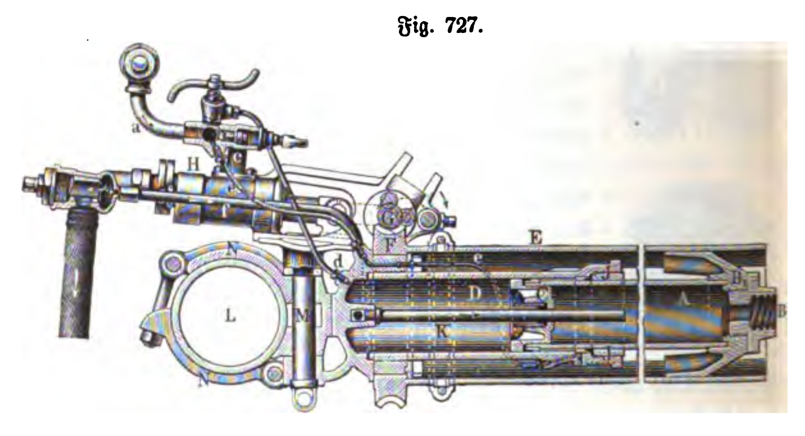


aus der Abwickelung in Fig. 726 ersichtlich wird. Auch erkennt man aus dieser Figur, wie die Zähne unter dem Einflusse des gegen die Bohrkrone ausgeübten starken Druckes in das Gestein um einige Millimeter eindringen und bei der Bewegung im Sinne des Pfeiles das vor ihnen befindliche Material fortschieben. Die Zähne sind nach Art von Sägezähnen, s. §. 77,

geschränkt, d. h. abwechselnd nach innen und außen geneigt, damit nicht nur die Reibung der Bohrkrone am Umfange des Bohrloches vermieden werde, sondern auch der Kern frei in das Innere der Krone eintreten kann. Bei B ist die Krone durch Schraubengewinde mit dem gleichfalls röhrenförmigen Gestänge verbunden. Der ganze auf das Gestänge ausgeübte Druck vertheilt sich hiernach auf die vier kurzen Schneiden a, wodurch selbst bei den härtesten Gesteinen das zum Bohren erforderliche Eindringen ermöglicht wird. Der Druck für 1 cm Schneidenlänge schwankte bei verschiedenen Verwendungen der Maschinen zwischen 723 kg bei Sandstein und Schieferthon und 3156 kg bei härteren Gesteinsarten, wie Gneis und Porphyr. Der äußere Durchmesser der Bohrkrone betrug zwischen 64 und 80 mm, die Wandstärke etwa zwischen 9 und 12 mm, so daß Kerne von etwa 40 bis 60 mm Durchmesser erbohrt wurden.

Die wesentlichste Einrichtung einer Brandt'schen Bohrmaschine zeigt Fig. 727. Hierin ist die hohle Bohrspindel A am vorderen Ende mit dem

Fig. 727.



Kopfe B zum Einschrauben des Bohrgestänges versehen, während sie hinterhalb den Kolben C bildet, der sich dicht in dem Vorschubcylinder D bewegen kann. Der Vorschub des Bohrers und die Pressung desselben gegen das Gestein wird nämlich durch den Druck des bis zu 100 Atmosphären gepreßten Wassers ausgeübt, das durch die Röhre d in den Vorschubcylinder geführt wird. Zur Umdrehung des Bohrers dient der äußere Führungscylinder E, der mittels zweier Längsschlitze dem Kopfe B_1 Führung ertheilt und denselben mitnimmt, wenn er vermittelst des Schneckenrades F umgedreht wird. In dieses Rad F greift eine Schraube ohne Ende ein, die auf der Kurbelaxe G einer zweicylindrigen Wassersäulenmaschine H angebracht ist. In Betreff der Einrichtung dieser Wassersäulenmaschine kann auf das in Th. II, 2 hierüber Gesagte verwiesen werden. Es mag nur be-

merkt werden, daß das zum Betriebe dieser Maschine dienende hoch gespannte Wasser durch das Rohr *a* nach dem Ventilgehäuse *b* geführt wird, von welchem es durch *c* in die Wassersäulenmaschine und durch *d* in den Vorschubcylinder *D* hinter den Kolben *C* tritt. Durch die dritte Röhre *e* tritt das Druckwasser ununterbrochen in den Raum zwischen der Stopfbüchse *J* und dem Kolben *C* ein, um bei ganz ausgeschobener Bohrspindel *A* dieselbe behufs Verlängerung des Bohrgestänges und erneueten Vorganges zurückzuziehen. Wenn in diesem Falle das Wasser aus dem Raume des Vorschubcylinders *D* ins Freie entlassen wird, so findet die Rückführung des Bohrers durch den Druck auf die ringförmige Fläche des Kolbenrandes statt. Zur Spülung des Bohrers dient die am Gestell feste Röhre *K*, auf der sich der Kolben *C* mittels einer Stopfbüchse verschiebt, und in welche durch die Röhre *f* das aus der Maschine *H* abgehende Wasser geleitet wird, dem immer noch der zum Ausspülen des Bohrloches erforderliche Druck innewohnt.

Die ganze Maschine wird an der hydraulischen Spannsäule *L* mittels einer Klemme *N* und des Scharnierbolzens *M* befestigt, so daß der Bohrer in verschiedener Höhe unter beliebiger Richtung und Neigung festgestellt werden kann. Die Spannsäule *L* besteht aus zwei in einander verschieblichen Cylindern, deren Enden mit Greifklauen versehen sind, die gegen die Sohle und den First des betreffenden Stollens dadurch gepreßt werden, daß man das Druckwasser zwischen die beiden Cylinder treten läßt.

Von dieser Maschine unterscheidet sich diejenige von Jarolimek im wesentlichen nur durch die Art des Vorschiebens und Anpressens der Bohrkrone, zu welchem Zwecke die Bohrspindel die Gestalt einer kräftigen Schraube erhalten hat. Dadurch, daß die Mutter dieser Schraube mit einer etwas geringeren Geschwindigkeit als die Spindel gedreht wird, erzielt man einen mäßigen Vorschub, der von der Differenz der beiden Umdrehungen abhängt. Zur Erzielung der verschiedenen Geschwindigkeiten ist ein Differentialrädergetriebe angewandt worden, das in allen wesentlichen Punkten mit dem bei der Cylinderbohrmaschine, Fig. 656 in §. 180, benutzten übereinstimmt.

Verschiedene sonst noch bekannt gewordene Drehbohrmaschinen zum Handbetrieb, die sich nur für mildes Gestein von geringer Härte eignen, bieten etwas Bemerkenswerthes nicht dar.

Die vorstehend besprochenen Maschinen von Brandt und von Jarolimek eignen sich wegen des großen Druckes, der auf die Bohrkrone ausgeübt werden muß, nur für geringe Längen des Bohrgestänges, also nicht für Tiefbohrungen, sondern nur für die zur Sprengarbeit und unter ähnlichen Verhältnissen benutzten Steinbohrmaschinen. Hierfür sind diese Drehbohrmaschinen mit großem Vortheil mehrfach verwendet worden, so z. B. die Brandt'sche Maschine bei dem Bau des Arlbergtunnels und des Sonnen-

steintunnels. Die Stahlkronen zeigten sich geeignet für die härtesten Gesteinsarten, wenn sie auch dabei nur einen langsamen Fortgang zeigen und verhältnißmäßig schnell abstumpfen, so daß sie oft geschärft werden müssen. In dieser Beziehung mag hier die folgende Tabelle[1]) über die Ergebnisse der Versuche angeführt werden, die mit einer Maschine von Jarolimek angestellt wurden, bei denen eine Arbeitsstärke von 6,6 bis 10,2 Pferdekraft erforderlich war und die Bohrlochweite 70 mm betrug. Während die zweite Reihe dieser Tabelle unter t die Bohrtiefe für jede Minute angiebt, bedeuten die in der dritten Reihe unter z angeführten Zahlen diejenigen Tiefen, nach deren Herstellung die Bohrkrone neu geschärft werden mußte.

Bezeichnung des Gesteins, in dem gebohrt wurde	In der Minute gebohrt t mm	Bohrtiefe, für welche die Krone ausreicht z mm
Sehr fester Porphyr	15 — 33	45 — 100
Gneis vom Arlberg, parallel zur Schichtung	25 — 40	60 — 280
Grauwackenschiefer mit Quarzschnüren	30 — 34	300
Granit von Milin	31 — 47	290 — 470
Mittelfester und milder Grünstein	33 — 36	620 — 1200
Quarzreicher Glimmerschiefer vom Arlberg, senkrecht zur Schichtung	33 — 43	395 — 465
Dolomitconglomerat	33 — 56	1700
Dolomit	35 — 55	600
Sandstein mit groben Quarzkörnern	35	250
Stinkstein	50	—
Mergel	61 — 100	—

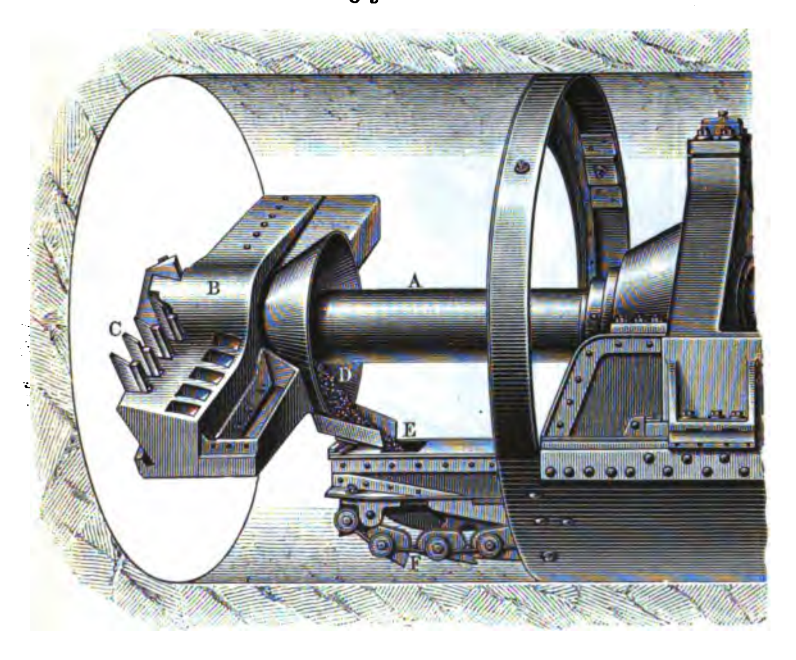
Hier wären auch die mehrfach vorgeschlagenen und in einigen Fällen zur Anwendung gekommenen Tunnelbohrmaschinen[2]) zu erwähnen, welche die Ausbohrung eines Tunnels durch Anwendung einer den ganzen Querschnitt mit einem Male in Angriff nehmenden Bohrvorrichtung bezwecken. Bei der Maschine von Beaumont war die wagrechte starke Bohrwelle A, Fig. 728, an ihrem freien Ende mit einem Querarme B von einer Länge gleich dem Durchmesser des Tunnels versehen, und mit einer größeren An-

[1]) Oesterr. Ztschrft. für Berg- und Hüttenwesen 1882, S. 106.

[2]) Ph. Forchheimer, Tunnelbohrmaschinen, im 4. Bande des Handbuchs der Ingenieurwissenschaften.

zahl von stählernen Meißeln C, nach Art der bei Drehbänken gebräuchlichen Stichel, ausgerüstet. Durch eine in der Figur nicht weiter angegebene Räderübersetzung wurde diese Axe von einer mit Luft betriebenen Zwillingsmaschine mit etwa 1,5 Umdrehungen in der Minute umgedreht, während fortwährend durch einen hydraulischen Preßkolben ein axialer Druck gegen die Bohrkrone ausgeübt wurde. Vermittelst dieser Presse wurde die Bohrwelle jedesmal um 1,37 m vorgeschoben, dann das Gestell nachgerückt und der Vorgang wiederholt. Die Wirkung der Meißel ist hierbei mit derjenigen von Drehbankstichеln übereinstimmend. Die abgedrehten Gesteins-

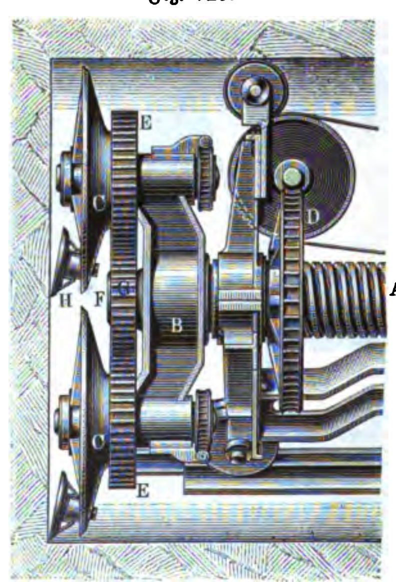
Fig. 728.



brocken wurden dem Trichter D und von diesem der Rinne E zugeführt, so daß eine unter der Bohrwelle in dem Maschinengestell angebrachte Eimerkette F für die stetige Entfernung der gelösten Massen sorgen konnte. Die zur Umdrehung des Bohrers dienende Zwillingsmaschine bewegte auch die Kette des Eimerwerkes und die Pumpe für die hydraulische Presse zum Vorschube. Mit dieser Maschine ist im Jahre 1882 ein Versuchsstollen unter dem Meere unweit Calais von zusammen 1683 m Länge gebohrt worden, und es betrug dabei der Fortschritt in 24 Stunden durchschnittlich etwa 12,7 m, was als ein sehr günstiges Ergebniß bezeichnet werden muß.

Von Interesse ist eine andere von **Brunton**[1]) angegebene Maschine zu dem gleichen Zwecke des Tunnelbohrens, bei welcher anstatt der im Bohrkopfe festen Meißel drehbare **Schneidscheiben** vorgesehen sind, worüber die Fig. 729 Aufschluß giebt. Hier trägt die wagrecht in der Axe des zu bohrenden Tunnels aufgestellte Bohrwelle A am freien Ende ebenfalls ein Querstück B, in welchem zwei Axen für die beiden Scheiben CC drehbar gelagert sind. Diese Scheiben erhalten außer der langsamen Umdrehung um die Bohrwelle A, die durch das Schneckenrad D übertragen wird, noch eine Drehung um die eigenen Axen, zu welchem Zwecke auf jeder Scheibe C ein Stirnrad E angebracht ist, das von einer im Inneren der hohlen Bohrwelle gelagerten Axe F aus durch das Stirnrad G umgedreht wird. Jede Scheibe C trägt sechs Stahlscheiben wie H, die bei der Bewegung vermöge ihres scharfen Randes das Gestein wegschneiden oder wegdrücken sollen. Jedes dieser Schneidrädchen, von denen in der Figur für jede Scheibe C nur eins gezeichnet worden, kann sich frei um seine eigene Axe drehen, so daß alle Punkte am Umfange des scharfen Randes gleichmäßig zur Wirkung kommen, wenn diese Rädchen sich an dem zu bearbeitenden Gestein abwälzen. Vermöge der angegebenen beiden Drehungen einer Scheibe C um die eigene und um die Axe der Bohrwelle A bewegt sich offenbar die Axe jedes der zwölf Schneidrädchen H in bestimmten cykloidischen Curven, deren Schleifen sich vielfach neben und über einander legen, so daß die ganze Stirnfläche des Tunnels der Bearbeitung unterliegt. Der Charakter dieser Cykloiden ist aus dem Geschwindigkeitsverhältnisse der beiden gedachten Drehungen leicht zu bestimmen, und zwar kennzeichnen sich diese Curven wegen der sehr langsamen Umdrehung der Bohrwelle A und der viel größeren Geschwindigkeit der Scheiben C als verlängerte Hypo- oder Epicykloiden, je nachdem B und G sich in demselben oder in entgegengesetztem Sinne drehen.

Fig. 729.



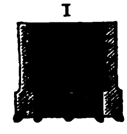
[1]) Ph. Forchheimer, Tunnelbohrmaschinen.

Zum Vorschieben des Bohrkopfes gegen das Gestein diente das auf der Bohraxe *A* angebrachte Schraubengewinde. Die Versuche, welche mit einem großen Kostenaufwande mit dieser Maschine gemacht worden sind, scheinen nicht besonders günstig ausgefallen zu sein.

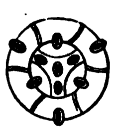
Auch zur Herstellung von Schächten für den Bergbau hat man sich des Bohrens bedient, und dazu mehrfach den mit einzelnen Stahlschneiden versehenen Bohrkopf mit Säcken oder Beuteln hinter den einzelnen Messern ausgerüstet, die das gelöste Material aufnehmen, um dasselbe zu Tage fördern zu können. In Betreff der näheren Einrichtung dieser Bohrer und der zugehörigen Betriebseinrichtungen ist auf die Sonderwerke über Bergbau zu verweisen.

Im Gegensatz zu den Gesteinsbohrmaschinen mit Stahlschneiden arbeiten die Diamantbohrmaschinen, wie schon angeführt wurde, mit großer Umdrehungsgeschwindigkeit und kleinem axialen Drucke. Diese Maschinen eignen sich besonders, wenn das zu durchbohrende Gestein sehr hart und nicht zerklüftet ist. Insbesondere hat sich auch für Tiefbohrungen das Diamantbohren eingebürgert, namentlich wird es in Amerika viel verwendet. Sind auch die dabei zu benutzenden Bohrkronen sehr theuer, so stellt sich der Betrieb doch wegen des im Vergleiche zu anderen Bohrmethoden schnelleren Fortschreitens meist billiger als bei diesen; für schnell auszuführende Bohrungen liegt hierin ein besonderer Vortheil. Die Bohrkronen werden selten als Vollbohrer ausgeführt, meistens sind es Hohlbohrer zum Kernbohren. Solche Bohrkronen sind in Fig. 730, und zwar in I für einen Kernbohrer und in II für einen Vollbohrer, dargestellt. In die eben abgedrehte Stirnfläche der stählernen Röhre werden die Diamanten (schwarze) in Löcher eingesetzt, die möglichst genau der Form der Diamanten sich anschließen, worauf sie durch Verstemmen oder Verlöthen befestigt werden. Bei dieser Einsetzung ist darauf zu achten, daß eine Kante des octaëdrischen Diamantes radial zu stehen kommt, und daß die Ringflächen, in denen die einzelnen Diamanten das Material abschaben, sich gegenseitig etwas überdecken. Zum Freibohren der Krone müssen die Diamanten außen und innen etwas, etwa 1 bis 2 mm über den Umfang hervorragen. Zur Wasserspülung werden meist Furchen in den äußeren Umfang der Krone eingedreht. Man führt solche Bohrkronen in Durchmessern von 30 mm bis zu 0,6 m aus und gebraucht hierzu bis zu 50 Diamanten.

Fig. 730.







Zum Diamantbohren eignet sich nur der Betrieb durch Elementarkraft, da die Umdrehungsgeschwindigkeit zu groß ist für das Handbohren. Es ist eine große Anzahl von verschiedenen deutschen, englischen und amerikanischen Bohrmaschinen[1]) für Diamantbohrer bekannt geworden, die alle darin übereinstimmen, daß die Bohrspindel durch Räder von der Betriebswelle aus schnell umgedreht wird, während der gleichmäßige Vorschub durch eine Schraube oder zuweilen auch durch Wasserdruckcylinder vermittelt wird. Da diese Einrichtungen im wesentlichen mit den bisher besprochenen Anordnungen der Bohrmaschinen überhaupt übereinstimmen, so kann an dieser Stelle ein näheres Eingehen darauf unterbleiben.

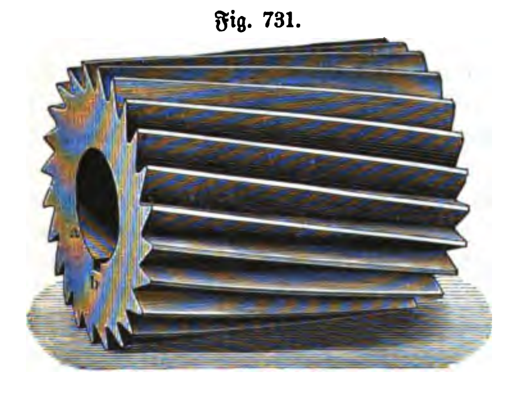
§. 195. **Fräsen.** Eine Fräse ist nach dem in §. 146 Angeführten im wesentlichen ein nach der Gestalt eines Umdrehungskörpers geformtes Stahlstück, das an seiner Umfläche mit einer mehr oder minder großen Zahl schneidender Kanten oder Zähne versehen ist, die bei der Umdrehung der Fräse das ihnen im Wege befindliche Material wegnehmen. Es ist hiernach ersichtlich, daß auch die im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Diamantbohrer ihrer Wirkungsart nach zu den Fräsen gerechnet werden müssen, nur ist bei denselben auf eine so regelmäßige Schneidwirkung wie bei den stählernen Fräsen deshalb nicht zu rechnen, weil es nicht möglich ist, den arbeitenden Kanten der verwendeten Diamanten die für die gute Schneidwirkung erforderliche Gestalt und Größe zu geben, die Wirkung der Diamantbohrkronen wird daher immer nur eine wesentlich schabende sein können. Eine größere Aehnlichkeit mit den eigentlichen Fräsen hat dagegen der in Fig. 725 dargestellte Kernbohrer für das drehende Bohren in Stein, nur besteht dabei der wesentliche Unterschied, daß die eigentlichen Fräsen für Metall sowohl wie für Holz immer mit großer Geschwindigkeit unter geringem Drucke arbeiten, während für das Bohren in Stein mit dem genannten Bohrer umgekehrt eine sehr kleine Geschwindigkeit und ein sehr erheblicher Druck verwendet werden.

Fräsen sind zwar schon lange bekannt gewesen und auch zur Metallbearbeitung verwendet worden, doch wurden dieselben ehedem nur sehr wenig und in der Regel nur für ganz bestimmte, meistens kleinere Arbeiten von den Uhrmachern und Feinmechanikern angewandt, während sie in der neueren Zeit eine allgemeinere und fortwährend steigende Verbreitung auch zur Herstellung selbst der schwersten Arbeiten gefunden haben, nachdem man ihre großen Vorzüge gegenüber anderen Werkzeugen erkannt hat. Der Grund dieser Erscheinung ist darin zu erkennen, daß die Fräsen, deren man sich früher bediente, in sehr unzweckmäßiger und unvollkommener Weise mit feinen Zähnchen versehen waren, die man, wenn sie stumpf geworden

[1]) Th. Tecklenburg, Handb. d. Tiefbohrkunde. Bd. III: Das Diamantbohrsystem.

waren, durch Handarbeit mittelst der Feile wieder schärfen mußte. Abgesehen davon, daß diese Arbeit eine mühsame und kostspielige war, konnte man dabei auch natürlich niemals diejenige Genauigkeit erreichen, die gerade für die Herstellung der Fräsen unumgänglich ist, wenn dieselben befriedigend arbeiten sollen. Es ist ohne weiteres klar, daß nur dann alle einzelnen Zähne sich gleichmäßig an der Bearbeitung betheiligen können, wenn eine vollständige Uebereinstimmung der einzelnen Zähne, namentlich was den Abstand von der Axe anbetrifft, vorhanden ist, weil ohne diese Bedingung einzelne hervorragende Zähne die ganze Arbeit zu verrichten hätten, in Folge wovon sie bald abstumpfen und nur mangelhaft wirken würden. Zu diesen Uebelständen gesellte sich als weiterer der, daß eine solche aus Stahl bestehende und gehärtete Fräse vor dem jedesmaligen Schärfen durch Ausglühen weich gemacht und, nachdem sie geschärft worden, wieder gehärtet werden mußte, ein Verfahren, das eine, selbst aus dem besten Materiale gefertigte Fräse nur wenige Male aushält, ohne durch Härterisse unbrauchbar zu werden.

Fig. 731.



Alle diese Uebelstände wurden dadurch beseitigt, daß man die Fräsen mit einer geringeren Zahl von gröberen Zähnen versah, deren Abstand von einander groß genug war, um einer dünnen Schmirgelscheibe von geeigneter Form den Eintritt behufs des Schärfens zu gestatten, das nun an der gehärteten Fräse ohne vorheriges Ausglühen derselben vorgenommen werden konnte. Als man ferner noch zweckmäßige Schleifmaschinen ausführte, welche ermöglichen, die einzelnen Zähne vollkommen übereinstimmend zu schärfen, waren die Bedingungen für eine umfangreiche und weite Verbreitung der Fräsen erfüllt. Bevor die Eigenthümlichkeiten der Fräsewirkung näher erläutert werden, mögen die verschiedenen Ausführungsformen der Fräsen kurz besprochen werden.

Die einfachste und meist gebräuchliche Form einer Fräse ist die eines geraden Cylinders, welcher entweder auf seiner Mantelfläche oder auf der zur Axe senkrechten Stirnfläche mit den betreffenden schneidenden Zähnen versehen ist. In Fig. 731 ist eine solche cylindrische oder walzenförmige Fräse dargestellt, die auf der Mantelfläche 24 schraubenförmige Rippen oder Schneidkanten zeigt, während die beiderseitigen Stirnflächen glatt

gehalten sind. Wird dieses Werkzeug auf einem genau in die Bohrung *a* passenden Dorne durch einen in die Nuth *b* getriebenen Keil befestigt, und mit diesem Dorne schnell umgedreht, so arbeiten die Zähne an einem Werkstücke eine ebene Fläche aus, wenn dasselbe auf einem geeigneten Schlitten in einer zur Axe der Fräse senkrechten Richtung an derselben entlang geführt wird, wie dies aus Fig. 732 zu erkennen ist. In dieser Figur ist die Breite des Arbeitsstückes *A* geringer vorausgesetzt, als die Länge der Fräse *B* nach ihrer Axe gemessen, so daß die ganze obere Fläche des Arbeitsstückes mit einem einmaligen Durchgange unter der Fräse der ganzen Länge nach eben gearbeitet wird. Es ist aber auch ersichtlich, daß bei einer größeren Breite des Arbeitsstückes derselbe Erfolg erzielt wird, wenn man dasselbe mehrfach unter der Fräse hindurchführt, und zwischen je zwei solchen Durchgängen um die Breite des zuvor gemachten Schnittes, also um die Länge der Fräse, seitlich versetzt. In dieser Weise können, selbst bei nur geringer Fräsenlänge, doch Flächen von erheblicher Breite mittels verhältnißmäßig weniger Durchgänge bearbeitet werden, während zur Herstellung derselben Fläche durch Hobeln eine sehr viel größere Anzahl von Hin- und Hergängen des Tisches erforderlich ist.

Fig. 732.

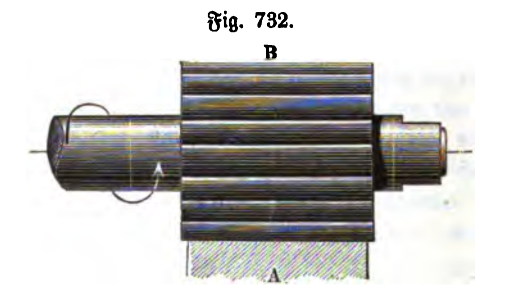
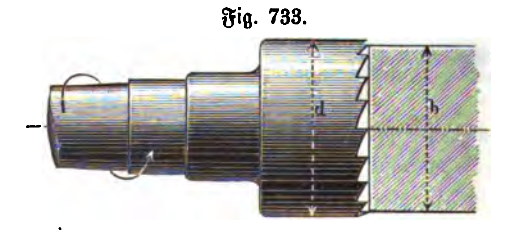


Fig. 733.



Nach dem Vorstehenden ist die Form und Wirkung einer Stirnfräse, d. h. einer solchen mit radialen Zähnen, aus Fig. 733 leicht verständlich, und man ersieht hieraus, daß auch diese Fräse das ihm dargebotene Arbeitsstück eben arbeitet, wenn es vor der Fräse senkrecht zur Zeichnungsebene verschoben wird. Auch ist klar, daß Arbeitsstücke, deren Breite *b* größer ist als der Durchmesser *d* dieser Fräse, durch wiederholtes Vorbeiführen an derselben in der ganzen Breite eben gefräst werden, sobald man nach jedem Schnitte das Arbeitsstück um den Durchmesser *d* seitlich versetzt.

Diese beiden Fräsen, die hier kurz als **Mantelfräse** und **Stirnfräse** bezeichnet werden mögen, bilden die Grundformen für die meisten der üblichen

Fräsen, wofür einige Beispiele angeführt werden mögen. Hat die Mantelfräse nur sehr geringe Breite, so nimmt sie die Form einer Scheibe, Fig. 734, an. In dieser Form wird sie häufig angewandt, um Einschnitte oder Nuthen von einer Breite gleich der Scheibendicke in Arbeitsstücken herzustellen, z. B. die Keilnuthen in Wellen. Bei sehr geringer Dicke stimmt die Fräse mit einer Kreissäge überein und wird dann ebenso wie eine solche auch wohl zum Durchschneiden von Gegenständen benutzt, wie auch andererseits Kreissägen zuweilen zum Nuthen gebraucht werden. Bei der Verwendung einer solchen Scheibenfräse, wie Fig. 734 darstellt, schneiden die Zähne offenbar nur das Material im Grunde der herzustellenden Nuth aus, während an den beiden Seitenflächen die Abtrennung mehr durch Abbrechen oder Abreißen erfolgt, so daß diese Flächen weniger glatt und eben ausfallen. Will man dies vermeiden, so kann man auch die Stirnflächen der Scheibe mit Zähnen versehen, so daß die durch Fig. 735 dargestellte Form entsteht. Derartige Fräsen finden vielfache Verwendung, und zwar setzt man häufig mehrere derselben auf eine und dieselbe Axe, wodurch man in der Lage ist, Arbeitsstücke mit hervorragenden Rippen oder Ansätzen von durchweg gleicher Breite mit einem Durchgange gleichzeitig an den verschiedenen Flächen eben zu fräsen. In Fig. 736 (a. f. S.) ist ein solcher Satz von drei Fräsen gezeichnet, mittels dessen man ein Arbeitsstück, wie Fig. 737 (a. f. S.), bearbeiten kann. Zuweilen setzt man auch wohl mehrere Scheibenfräsen von gleichem Durchmesser neben einander, Fig. 738 (a. f. S.), um in der Vereinigung eine längere Mantelfräse zur Herstellung breiterer Flächen zu erhalten, in welchem Falle, wenn die einzelnen Scheiben dicht neben einander gerückt werden, seitlich keine Zähne angebracht werden. Wenn man dagegen, wie in der Figur angenommen worden, jede einzelne Scheibe auch auf den beiderseitigen Stirnflächen mit Schneidzähnen versieht, so bedient man sich passend des Kunstgriffes, die Zahnspitzen jeder Scheibe mitten zwischen diejenigen der Nachbarscheibe zu setzen, wodurch man erreicht, daß die Wirkungsgebiete der einzelnen Scheiben sich gegenseitig um eine geringe Breite überragen, so daß die Entstehung kleiner Rippen zwischen je zwei Scheiben vermieden wird, was andernfalls zu befürchten wäre. Daß

Fig. 734.

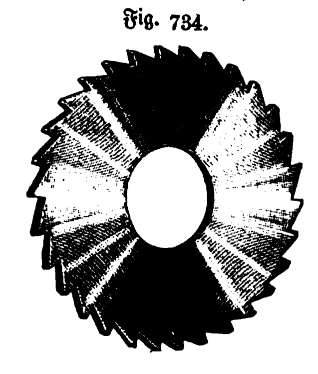
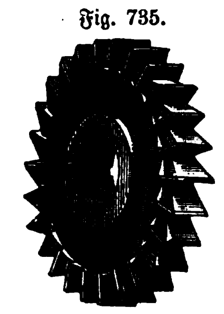


Fig. 735.



man die Zähne bei den hier gezeichneten Fräsen schräg gegen die Axe gestellt hat, dient ebenso, wie die schraubenförmige Anordnung in Fig. 731, dem Zwecke, durch die schräge Stellung eine bessere Schnittwirkung zu erzielen, wie in §. 54 angegeben wurde; und wenn die Neigung der Zähne von je zwei benachbarten Scheiben entgegengesetzt gewählt worden ist, so soll dadurch der axiale Schub vermieden werden, welcher aus der schrägen Zahnstellung für die Axe sich ergiebt. Noch ist zu bemerken, daß die Fräsen in Fig. 738 mit Zähnen versehen sind, die in den Körper der Scheibe in Form besonderer Stahlmesserchen eingesetzt sind, wie aus der Fig. 739 noch deutlicher hervorgeht. Fräsen mit solchen eingesetzten Zähnen werden vielfach bei größeren Durchmessern gemacht, weil die Darstellung aus einem Stücke, und besonders die Härtung, auf große Schwierigkeiten stoßen würde. Die Art, wie hierbei die einzelnen

Fig. 736.

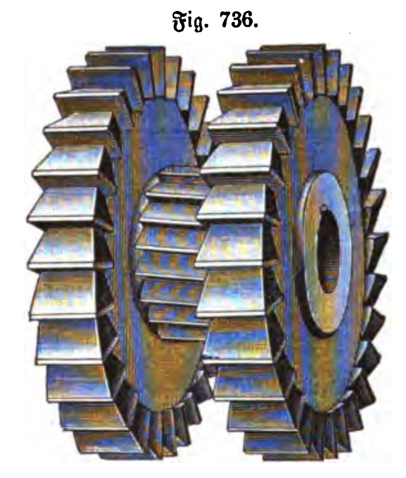
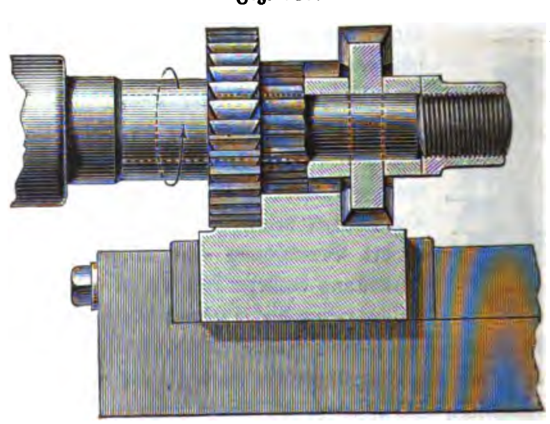


Fig. 737.



Zähne eingesetzt und befestigt werden, ist sehr verschieden, man bedient sich dabei zum Festklemmen meistens kleiner Keile oder Schrauben, oder, wie in der Figur, der federnden Wirkung des zwischen zwei Zähnen befindlichen, zu dem Zwecke aufgeschlitzten Materials.

Die Verwendung von Fräsen, wie Fig. 740 darstellt, zur Herstellung schräg geneigter Einschnitte oder Furchen, ist aus der Figur ohne weiteres klar, und es mag nur bemerkt werden, daß derartige conische Fräsen insbesondere zur Herstellung der Fräsen selbst vielfach verwendet werden, wie dies durch die Fig. 741 (a. f. S.) ersichtlich gemacht ist, worin *A* das genau rund abgedrehte Stahlstück bedeutet, in dessen Umfläche durch die Fräse *B* Einschnitte erzeugt werden, wie sie zur Bildung der Schneidzähne an *A* nöthig sind. In derselben Weise werden Fräsen von der Form, wie Fig. 742 (a. f. S.) zeigt, verwendet, um die Furchen in die Gewindeschneidbohrer (s. weiter unten) zu arbeiten, wie aus dem Durchschnitt *A* eines solchen Bohrers in Fig. 743 (a. f. S.) hervorgeht. Wird hierbei der zu bearbeitende Bohrer *A* in der Richtung seiner Axe, also senkrecht zur Ebene des Papieres, unter der sich drehenden Fräse *C* verschoben, so entsteht eine axial gerichtete Furche, deren Querschnitt mit dem Fräsenprofil übereinstimmt, während eine gleichzeitige Umdrehung des Arbeitsstückes um seine Axe zu der Entstehung von schraubenförmig gewundenen Nuthen Veranlassung giebt, wie sie bei den amerikanischen sogenannten Schneckenbohrern angeordnet werden, worüber Fig. 744 (a. f. S.) Aufschluß giebt.

Fig. 738.

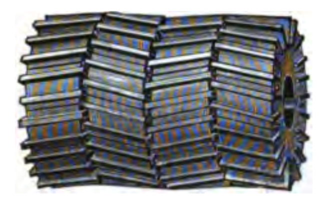
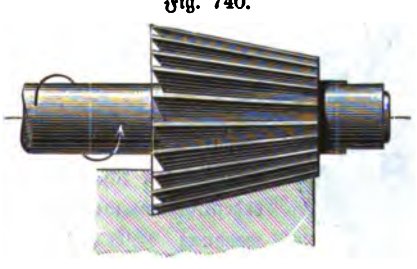


Fig. 739.



Fig. 740.



Die zuletzt angeführten Fräsen mit einem nach einer bestimmten Curve geformten Profile führen wohl auch den Namen Formfräsen; eine häufig vorkommende Art derselben ist durch die Fräse Fig. 745 (a. f. S.) dargestellt, wie sie zur Herstellung genauer Zahnräder dient, worüber in einem späteren Paragraphen das Weitere angeführt werden mag. Formfräsen können natürlich je nach der Gestalt des für dieselben gewählten

Profils in sehr verschiedenen Arten ausgeführt werden, in welcher Beziehung nur auf die beiden Fig. 746 und 747 verwiesen werden mag. Auch diese

Fig. 741. Fig. 742. Fig. 743.

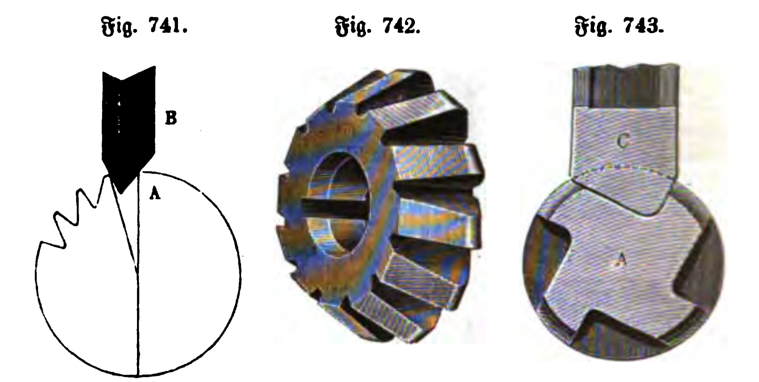
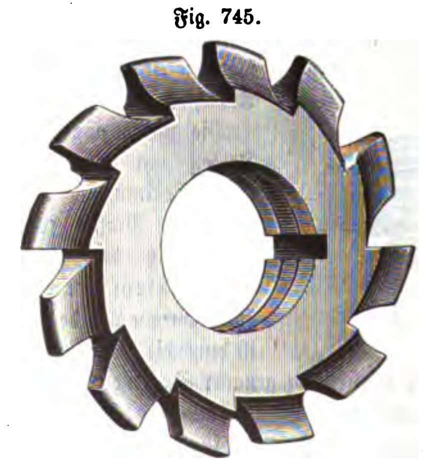


Fig. 744.



Fräsen werden bei größeren Abmessungen zweckmäßig als Satzfräsen aus mehreren Theilen zusammengesetzt, wie aus den Figuren ersichtlich ist, und man wendet auch hier vortheilhaft den schon gedachten Kunstgriff an, die Wirkungsgebiete der einzelnen Theile ein wenig über einander greifen zu lassen, um die Entstehung störender kleiner Rippen an den Vereinigungsstellen zu vermeiden. Wie aus Fig. 747 zu ersehen ist, hat man dies hierbei dadurch erreicht, daß die Zähne jeder einzelnen Fräse nach der Axenrichtung abwechselnd mehr oder weniger hervorragen, wovon die Wirkung leicht zu erkennen ist.

Fig. 745.



Aus den vorstehend angeführten wenigen Beispielen erkennt man schon die außerordentlich mannigfaltige Verwendung dieser vorzüglichen Werkzeuge, die, wie in dem folgenden Paragraphen gezeigt werden wird, zur Herstellung vieler Flächen benutzt

werden können, die man bisher meist auf Hobelmaschinen und Drehbänken erzeugt hat, während man außerdem mit Fräsen gewisse Arbeiten herstellen kann, für welche keine andere Maschine die Möglichkeit bietet.

Fig. 746.

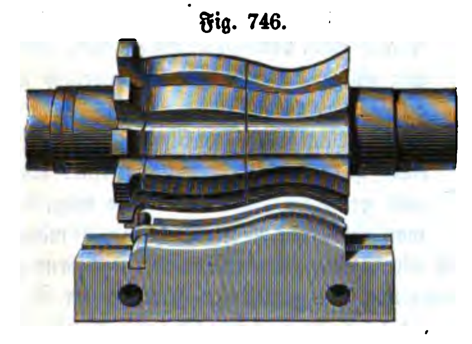
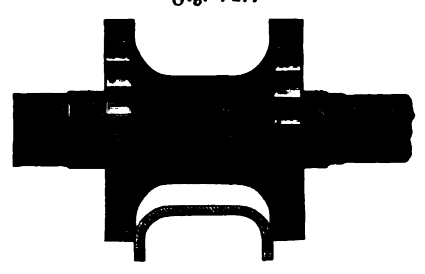


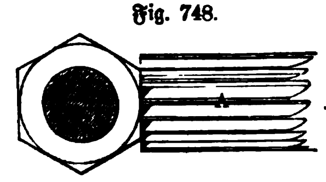
Fig. 747.



Fräsarbeiten. Um über die außerordentlich verschiedenen, durch Fräsen herstellbaren Arbeiten ein ungefähres Urtheil zu gewinnen, denke man sich eine beliebige Fräse in Umdrehung um ihre feste Axe gesetzt, und derselben irgend ein Arbeitsstück allmählich in solcher Richtung genähert, daß die Zähne eindringen, so wird die Fräse aus dem Material eine Höhlung ausarbeiten, die eine genaue Umhüllung des durch die Fräse dargestellten Umdrehungskörpers bildet, in dessen Umfange sämmtliche Schneidkanten gelegen sind. Nachdem die Fräse bis zu bestimmter Tiefe in das Material eingedrungen ist, möge sie relativ gegen das Arbeitsstück in solcher Art verschoben werden, daß die Axe der Fräse in jedem Augenblicke der Bewegung senkrecht auf der letzteren steht, wobei es übrigens gleichgültig ist, ob die absolute Bewegung der Fräse selbst oder dem Arbeitsstücke mitgetheilt wird, und wobei die relative Bahn der Fräsenaxe gegen das Arbeitsstück eine beliebige gerade oder gekrümmte, ebene oder räumliche Linie sein mag. Es erhellt, daß bei dieser Bewegung die in ununterbrochener Arbeit gedachte Fräse an dem Arbeitsstücke eine Fläche ausarbeitet, die folgende Eigenthümlichkeit haben muß: Jede durch die Fräsenaxe senkrecht zu deren Bahn gelegte Ebene wird die erzeugte Fläche in einer Linie durchschneiden, die mit der Meridianlinie der Fräse übereinstimmt, und in welcher die Berührung der erzeugten Fläche mit der Fräse stattfindet. Die erzeugte Fläche kennzeichnet sich daher als eine solche, wie sie entsteht, wenn man die Meridianlinie der Fräse so auf der besagten Bahnlinie der Axe entlang führt, daß sie von dieser letzteren unverändert denselben Abstand behält und daß ihre Ebene stetig senkrecht auf der Bahnlinie steht. Hiernach kann man in jedem

Falle leicht ermessen, ob und wie eine gewisse vorliegende Fläche sich durch Fräsen werde herstellen lassen, und man erkennt auch sogleich daraus das weite Feld der Verwendbarkeit der Fräsen bei der Herstellung der in der Praxis meist vorkommenden Flächen, wofür nur einige Beispiele zur Erläuterung angeführt werden mögen.

Fig. 748.



Da eine Ebene durch die Bewegung einer **geraden** Linie entlang einer ebenfalls **geraden** Bahn entsteht, so folgt, daß man eine ebene Arbeitsfläche sowohl mittels einer ebenen Stirnfräse, wie auch mittels einer cylindrischen oder kegelförmigen Mantelfräse herstellen kann, wozu nur eine geradlinige Führung der Fräse gegen das Arbeitsstück oder umgekehrt des letzteren gegen die erstere erforderlich ist. Als Beispiel hierfür kann eine sehr häufige Anwendung angeführt werden, welche die Bearbeitung der sechskantigen Schraubenmuttern und Köpfe zum Zwecke hat. Diese Bearbeitung kann ebensowohl nach Fig. 748 mittels der Stirnfräse A wie auch mittels der cylindrischen Mantelfräse A in Fig. 749 geschehen. Für gewöhnlich wählt man nach Fig. 750 die Anordnung zweier scheibenförmigen Stirnfräsen A_1 und A_2, die zu gleicher Zeit zwei von den besagten sechs Flächen der Mutter B_1 genau parallel und in bestimmtem Abstande von einander bearbeiten, und die übrigens auch zu gleicher Zeit noch eine zweite Mutter bei B_2 in derselben Art abfräsen können.

Fig. 749.

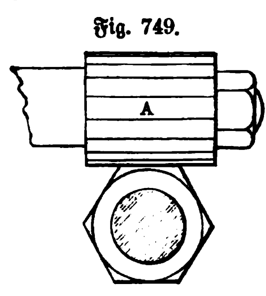
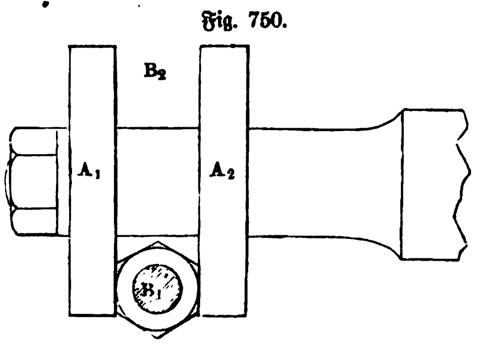


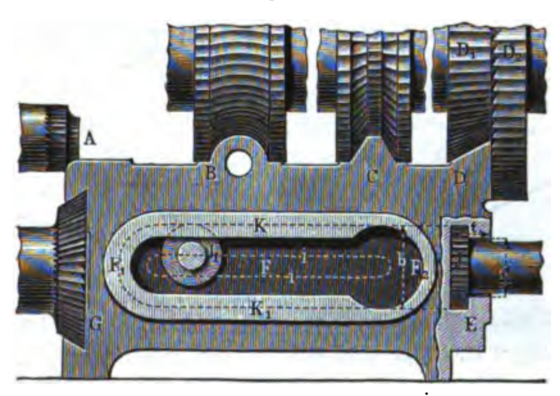
Fig. 750.



In welcher Weise man passend conische Fräsen zur Herstellung ebener Flächen verwendet, ist aus Fig. 751 ersichtlich, worin eine Anzahl verschiedener Verwendungen der Fräsen dargestellt ist. Während dabei die scharfe Leiste D durch eine aus den beiden Theilen D_1 und D_2 zusammengesetzte Satzfräse hergestellt werden kann, ist es für Formen wie B und C möglich, eine einzige Fräse von dem erforderlichen Profile zu benutzen. Wie die conische Fräse G die Herstellung der bei Werkzeugmaschinen häufigen

schwalbenschwanzförmigen Nuth ermöglicht, ist ohne weiteres deutlich, und es muß bemerkt werden, daß die Herstellung einer solchen Nuth auf Hobelmaschinen ganz besonders schwierig und zeitraubend ist, während die Fräse mit einem einmaligen Durchgange die gewünschte Bearbeitung ausführt. Eine gleiche Betrachtung gilt für die T-förmige Nuth *E*, wie sie so häufig in Tischplatten für die Köpfe der zum Aufspannen dienenden Schrauben angewandt wird. Hier kann mit einer gewöhnlichen cylindrischen Mantelfräse von dem Durchmesser gleich *d* zuerst ein rechteckiger Schlitz von dieser Weite und einer Tiefe nahezu gleich *t* hergestellt werden, worauf die am Mantel und auf der Stirnfläche mit Zähnen versehene Scheibenfräse *J* die erforderliche Erweiterung herstellt. Wenn die Herstellung einer derartigen T-förmigen Nuth durch Aushobeln schon erhebliche, mit der Kröpfung der zu verwendenden Hobelstichel verbundene

Fig. 751.

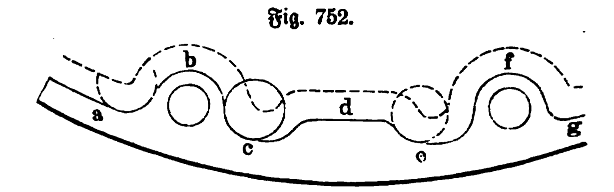


Schwierigkeiten darbietet, so ist diese Art der Darstellung durch Hobeln überhaupt nicht möglich, sobald die Furche nicht beiderseits offen, sondern etwa, wie in *F* dargestellt ist, an den Enden bei F_1 und F_2 bogenförmig abgeschlossen sein soll. Zum Fräsen dieser Nuth mittels einer Fräse, deren Durchmesser gleich der Breite *b* der Erweiterung ist, hat man nur nöthig, an einer Stelle, etwa an einem Ende F_2, die überstehenden Ränder wegzufräsen, um die Fräse überhaupt einführen zu können. Will man dies aber vermeiden, und soll die Nuth an beiden Enden so wie bei F_1 begrenzt sein, so kann man dies durch die Anwendung einer kleineren Fräse J_1 erzielen, die nur einseitig das Arbeitsstück angreift, und die man dann natürlich in einer Bahn *ii* herumführen muß, wie sie durch die Mitte von J_1 punktirt gezeichnet ist. Die Verwendung einer solchen kleineren und nur einseitig angreifenden Fräse empfiehlt sich auch noch ganz besonders aus

bestimmten, im folgenden Paragraphen näher aus einander gesetzten Gründen, weshalb man die letztgedachte Anordnung immer wählen wird, sobald die Weite des zu fräsenden Schlitzes dies gestattet. Aus *A* in der Figur ist noch zu ersehen, wie man eine hohlkehlenartig ausgeschweifte Fräse vortheilhaft zum Abrunden von Kanten anwenden kann, womit die Arbeit viel schneller und genauer ausgeführt wird, als bei der sonst hierfür üblichen Verwendung von Handarbeit.

Die schon durch die Profilform der angewandten Fräsen erreichbare Verschiedenheit der herzustellenden Arbeiten wird natürlich ganz außerordentlich vergrößert, wenn man die Fräse nicht, wie bisher angenommen wurde, relativ gegen das Arbeitsstück in einer geradlinigen, sondern einer irgendwie gekrümmten und gewundenen Bahn bewegt. So kann in vielen Fällen die Fräsarbeit in vortheilhafter Weise das Abdrehen auf der Drehbank ersetzen. Denkt man sich beispielsweise ein Rad zwischen die Spitzen einer Drehbank gebracht oder centrisch mit deren Planscheibe verbunden und sehr langsam umgedreht, während eine Satzfräse von einer Zusammensetzung etwa, wie sie

Fig. 752.



in Fig. 737 dargestellt ist, den Radumfang angreift, so wird das Rad nach einem einmaligen Umgange gleichzeitig an dem äußeren Umfange wie auch an den beiden Rändern genau rund bearbeitet sein. Dabei ist es ganz gleichgültig, welchen Querschnitt der Radkranz auch haben möge, indem nur nöthig ist, den Fräsen die entsprechende Form zu ertheilen. Wäre z. B. eine Seilscheibe mit einer größeren Anzahl übereinstimmender Seilfurchen herzustellen, wie sie neuerdings für die Uebertragung großer Kräfte so beliebt geworden sind, so genügte die Anwendung einer Satzfräse, deren einzelne Theile den verschiedenen Rillen entsprechen.

Es ist ferner ersichtlich, daß man bei der fortschreitenden Bewegung der Fräse gegen das Arbeitsstück jede beliebige Bahn zu Grunde legen kann, in welcher man durch Führungsschienen oder sonstige Hülfsmittel eine zwangläufige Bewegung zu erreichen vermag, wodurch die Herstellung von sehr verschiedenen, oft recht unregelmäßigen Flächen ermöglicht wird. Als ein Beispiel hierfür möge der in Fig. 752 gezeichnete Radkranz angeführt sein, der im Inneren etwa so bearbeitet sein soll, wie die Begrenzung *abcdefg* angiebt. Hierzu ist nur nöthig, die cylindrische Mantelfräse *A* in der durch

die Punktirung angegebenen, zur Begrenzungslinie äquidistanten Bahn relativ gegen das Arbeitsstück zu verschieben.

Ein letztes Beispiel sei noch in Fig. 753 angeführt, woraus man leicht erkennt, wie die Gestalt der Fräse für jede einzelne der mit *A, B, C, D* und *E* bezeichneten Furchen anzunehmen ist, und wie man die relative Bewegung der Fräse gegen den Cylinder *k* in gehöriger Weise aus einer Drehung um die Cylinderaxe und einer Verschiebung längs derselben zusammenzusetzen hat.

Die vorstehend angeführten Bemerkungen lassen nicht nur die große Mannigfaltigkeit der durch Fräsen ausführbaren Arbeiten erkennen, sondern sie zeigen auch, daß den Fräsarbeiten im Allgemeinen gewisse sehr schätzbare Vorzüge gegenüber jeder anderen Art der Bearbeitung anhaften. Abgesehen von der in fast allen Fällen ganz erheblich schnelleren und billigeren Herstellung, die durch Fräsen erreichbar ist, zeichnet sich die Arbeit derselben

Fig. 753.



durch große Genauigkeit und insbesondere durch die große Uebereinstimmung aller mit derselben Fräse bearbeiteten Gegenstände aus. Es ist ersichtlich, daß eine Satzfräse, wie z. B. die in Fig. 737 dargestellte, alle von ihr bearbeiteten Gegenstände mit genau übereinstimmenden Abmessungen herstellen wird, so lange wenigstens, als nicht durch die Abnutzung der Fräsen eine Aenderung in deren Form eingetreten ist. Dieser Umstand ist aber von der größten Bedeutung in allen solchen Fällen, wo es sich darum handelt, viele Gegenstände von genau übereinstimmender Form und Abmessung herzustellen, an welche die Anforderung gestellt wird, daß ein solcher abgängig gewordener Gegenstand ohne weitere Nacharbeit gegen einen anderen ihm gleichen Ersatztheil ausgewechselt werden kann. Die Herstellung der einzelnen Bestandtheile von Nähmaschinen, Feuerwaffen, Fahrrädern u. s. w., sowie überhaupt jede sogenannte Massenerzeugung gleichartiger Gegenstände beruht in erster Reihe auf der Möglichkeit, viele Gegenstände derselben Art in so großer Uebereinstimmung hinsichtlich der

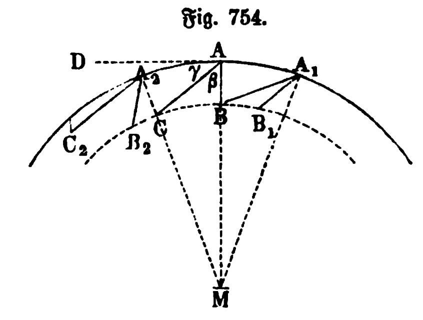
Formen und Abmessungen zu erzeugen, wie dies überhaupt nur möglich ist. Gerade für solche Zwecke sind denn auch die Fräsen zuerst in größerer Anwendung gebracht, und zwar ist der Anstoß hierfür vornehmlich von den amerikanischen Werkstätten ausgegangen.

Es kommt hierbei insbesondere noch der Umstand in Betracht, daß diese Herstellung in genau übereinstimmender Form durch Fräsen ermöglicht wird, ohne daß der die Arbeit überwachende Arbeiter genöthigt ist, durch wiederholt vorzunehmende Messungen die Uebereinstimmung zu sichern, wie solche, immer mit großem Zeitverlust verbundene Messungen bei der Verwendung von Drehbänken und Hobelmaschinen unerläßlich sind, und wobei die unvermeidlich dabei unterlaufenden kleinen Ungenauigkeiten das angestrebte Ziel selten erreichen lassen. Alle die hier angeführten Vortheile der Fräsen sind denn auch in der neueren Zeit mehr und mehr zur Geltung gekommen, so daß die Verbreitung dieser Maschinen eine fortwährend zunehmende gewesen ist und noch ist. Wenn trotzdem noch vielfach Vorurtheile gegen die Anwendung der Fräsen bestehen, so dürften dieselben hauptsächlich darin ihren Grund haben, daß mit Fräsen von unzweckmäßiger Form und mangelhafter Ausführung nur schlechte Ergebnisse erzielt wurden, die dann das Urtheil ungünstig beeinflußt haben, die aber bei geeigneter Ausführung der Fräsen sowohl wie der Fräsmaschinen zu vermeiden sind. Es möge, bevor die Einrichtung der verschiedenen Fräsmaschinen angeführt wird, zunächst noch die Wirkungsweise der Fräsen besprochen werden.

§. 197. **Wirkungsweise der Fräsen.** Die gute Wirkung einer Fräse hängt natürlich zunächst von der geeigneten Form der einzelnen Zähne ab, von denen jeder einzelne in ähnlicher Weise wie ein Stichel nach §. 148 zu beurtheilen ist. Verschiedene, bei der Fräse in Betracht kommende Eigenthümlichkeiten bedingen indessen, daß die für die gewöhnlichen Dreh- und Hobelstichel als zweckmäßig erkannten Verhältnisse nicht ohne weiteres auch für die Fräsen als maßgebend angenommen werden können. In jedem Falle wird ein solcher Zahn A, Fig. 754, in eine scharfe Kante auslaufen müssen, an welcher der Keilwinkel BAC durch β bezeichnet sein möge. Ebenso ist es wie bei Sticheln nöthig, daß die Rückfläche AC dieses Keiles um einen gewissen, dem Anstellungswinkel der Stichel entsprechenden Winkel $CAD = \gamma$ von der hergestellten Fläche, die hier mit dem Umfange des durch A gelegten Kreises übereinstimmt, abweichen muß, damit die Reibung am Umfange der Fräse nicht unnöthig groß werde, was um so mehr nöthig erscheint, als diese Reibung wegen der großen Umfangsgeschwindigkeit sonst eine beträchtliche Arbeit aufzehren würde. Der für die Wirkung des Zahnes in Betracht kommende Schneidwinkel $BAD = \beta + \gamma = \alpha$ wird indessen bei den Fräsen immer erheblich größer als bei gewöhnlichen Sticheln,

und zwar meistens gleich 90 Grad oder nur wenig kleiner gewählt, indem man die Vorderfläche AB des Zahnes in der Regel durch eine radial gerichtete Ebene begrenzt. Der Grund hierzu ist nicht bloß in der Möglichkeit eines bequemen Nachschärfens durch eine passende Schmirgelscheibe gegeben, sondern auch darin zu erkennen, daß bei einer gewissen, passend angenommenen Zähnezahl die Tiefe der Zahnlücken genügend groß ausfallen muß und gleichzeitig die Zähne hinreichende Widerstandskraft gegen Abbrechen behalten. Man erkennt nämlich leicht, daß bei einer Entfernung zweier auf einander folgenden Zahnspitzen, etwa gleich $AA_1 = AA_2$, und für eine Richtung der Vorderfläche, wie A_1B_1 oder A_2B_2, entweder die radiale Tiefe nur sehr klein werden würde, wenn man die Rückfläche wie in A_2C_2 nur wenig von dem Umfange abweichen lassen wollte, oder aber, daß bei einer Neigung der Rückfläche wie A_1B, welche eine genügende radiale Tiefe der Lücken ergiebt, der Zahn sehr dünn werden und dem Abbrechen leicht unterworfen sein würde. Dies ist der Grund, warum man die Vorderfläche der Zähne in der Regel radial annimmt, auch ist diese Richtung, wie in §. 174 gezeigt wurde, bei den hinterdrehten Fräsen erforderlich, wenn deren Profilform durch das Nachschärfen nicht verändert werden soll, in welchem Falle die Rückfläche nach einer archimedischen Spirale zu begrenzen ist, wie dies u. a. für die Zahnradfräse Fig. 745 gilt. Bei den gewöhnlichen Mantel- und Stirnfräsen mit geradlinigem Profile dagegen wird die Rückfläche der Zähne meistens eben begrenzt, so daß der Anstellungswinkel $\gamma = CAD$ dafür eine Größe von etwa 30 bis 40° annimmt.

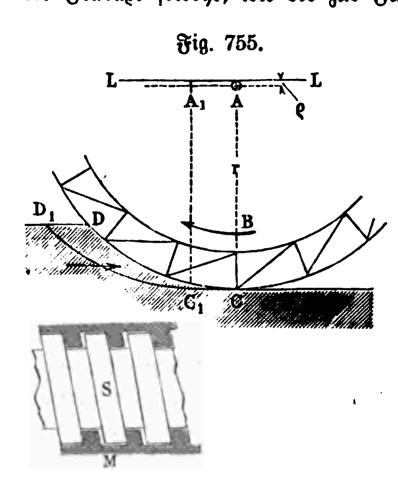
Fig. 754.



In Folge der radialen Stellung der vorderen Begrenzungsebene wird allerdings die Wirkung des Zahnes mehr eine schabende als schneidende sein, indessen ist der hiermit verbundene Nachtheil deshalb weniger ins Gewicht fallend, weil die Dicke der von jedem einzelnen Zahne abzulösenden Späne wegen der großen Umfangsgeschwindigkeit und der größeren Zahl der Schneidzähne immer nur sehr gering ist. Es wird allerdings anzunehmen sein, daß die Fräsen zur Bildung eines bestimmten Gewichtes von Spänen einer größeren Arbeit bedürfen, als die mit einem Stichel wirkenden Drehbänke und Hobelmaschinen, indessen kann dieser Uebelstand gegenüber den großen anderweiten Vortheilen der Fräsen in den meisten Fällen außer Betracht gelassen werden.

Es wurde schon als eine selbstverständliche Bedingung jeder guten Fräse angeführt, daß die Schneidkanten aller Zähne genau in der zugehörigen Umdrehungsfläche liegen müssen, da jeder hinter dieser Fläche zurückstehende Zahn sich der Wirkung entzieht, während solche Zähne, die über jene Fläche hervorragen, die ganze Arbeit zu verrichten haben und in Folge dessen schnell abstumpfen würden, wonach die Wirkung überhaupt nur eine sehr unvollkommene sein könnte. Man erkennt hieraus die Nothwendigkeit, bei der ersten Herstellung der Fräsen sowohl, wie bei jedem später erforderlichen Nachschärfen derselben sich nur der dazu geeigneten Maschinen und niemals der Handarbeit zu bedienen, eine Bedingung, deren Vernachlässigung den Vortheil der Fräsarbeit leicht gänzlich in Frage stellen kann. Daß zur Erzielung genauer Arbeit eine möglichst sichere und gedrungene Unterstützung der Fräsaxe sowohl, wie der zur Führung des Arbeitsstückes in bestimmt vorgeschriebenen Bahnen dienenden Maschinenbestandtheile nöthig ist, bedarf auch nur der Erwähnung, ebenso, daß die möglichste Sorgfalt den Lagern der Fräswelle zuzuwenden ist, damit dieselben einem Verschleißen in Folge der Umdrehung möglichst wenig ausgesetzt sind, und wenn ein solches mit der Zeit doch eingetreten ist, der entstandene Zwischenraum sich leicht wieder beseitigen lasse.

Fig. 755.



Die Wirkungsweise der Fräsen läßt sich mit Hülfe der Fig. 755 veranschaulichen. Denkt man sich hierbei, daß die Axe A der Fräse B bei einer vollen Umdrehung derselben in der Richtung des Pfeiles rechtsum sich gegen das Arbeitsstück C um die Größe $A A_1 = w$ von rechts nach links verschoben habe, oder, was dasselbe ist, daß dem Arbeitsstücke unter der feststehenden Fräse eine entgegengesetzte Verschiebung in dem Betrage $C_1 C = w$ ertheilt worden sei, so ist während dieser Zeit die durch $C D D_1 C_1$ dargestellte Materialmenge in Späne verwandelt worden. Genau genommen hätte man zwar anstatt der Kreisbogen CD und $C_1 D_1$ diejenigen Curven einzuführen, in denen sich die Spitze eines Zahnes wie C relativ gegen das Arbeitsstück bewegt, doch ist leicht zu ersehen, daß diese Curven nur so wenig von dem kreisförmigen Umfange der Fräse abweichen, daß man diesen selbst mit hinreichender Genauigkeit dafür setzen kann. Die Curve nämlich, in welcher sich irgend ein Punkt der Fräse, wie die Zahnspitze C, relativ gegen das Arbeitsstück bewegt, kennzeichnet sich als die aus

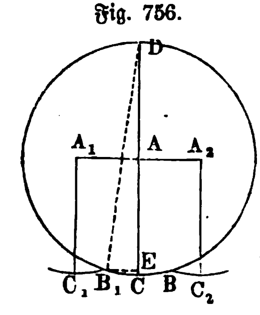
der Umdrehung um die Axe A und aus deren Verschiebung um $AA_1 = w$ hervorgehende verlängerte Cykloide, die man entstanden denken kann durch die Rollung eines kleinen Kreises vom Halbmesser $\varrho = \frac{w}{2\pi}$ auf einer Geraden LL, welche von der Mitte diesen Abstand ϱ hat. Da nun aber die Verschiebung der Axe im Vergleich zu der Geschwindigkeit der letzteren an ihrem Umfange immer nur sehr klein ist, indem das Verhältniß der beiden Geschwindigkeiten meistens zu weniger als $^1/_{500} = 0{,}002$ angenommen werden kann, so folgt hieraus, daß auch der Halbmesser ϱ des anzunehmenden rollenden Kreises in demselben Verhältniß kleiner ausfällt, als der Halbmesser der Fräse $AC = r$. Beispielsweise würde der Halbmesser ϱ des Rollkreises bei einem Verhältniß der beiden Geschwindigkeiten von 0,002 für eine Fräse von dem Durchmesser gleich 100 mm nur den winzigen Betrag von 0,1 mm haben. Es ist hieraus ersichtlich, daß man die einzelnen Schleifen der entstehenden verlängerten Cykloide, die ein Punkt C bei dem Rollen dieses kleinen Kreises erzeugt, mit genügender Annäherung ersetzen kann durch Kreise vom Halbmesser r, deren Mittelpunkte A und A_1 von einander um den Betrag der Verschiebung w bei einer Umdrehung abstehen.

Das im Querschnitt durch die besagte Fläche CDD_1C_1 dargestellte Material wird bei einer ganzen Umdrehung der Fräse abgelöst, und daher wird bei z Zähnen, die sich gleichmäßig an dieser Arbeit betheiligen, jeder einzelne Zahn nur den $z$ten Theil dieses Materials entfernen. Denkt man sich daher den Abstand $CC_1 = w$ in z gleiche Theile zerlegt, und durch die Theilpunkte ebenfalls die Kreise zum Halbmesser r gezeichnet, so erhält man offenbar in dem schmalen Streifen zwischen zwei solchen benachbarten Kreisen den Querschnitt der von einem Zahne abgelösten Materialmenge. Aus der Form dieser Streifchen, deren Breite im allgemeinen nur sehr gering ist, erkennt man, daß die Dicke jedes von einem Zahne abgeschobenen Zahnes im Beginn, d. h. im tiefsten Punkte C gleich Null ist und daß diese Dicke bis zu der Stelle des Austrittes bei D allmählich zunimmt bis zu dem größten Betrage, der indessen immer nur sehr klein sein wird. Beispielsweise beträgt die in der Verschiebungsrichtung D_1D gemessene Dicke jedes solchen Spanes bei 25 Zähnen der Fräse, wenn während einer Umdrehung eine Verschiebung von $w = 0{,}5$ mm gewählt wird, nur $\delta = \frac{0{,}5}{25} = 0{,}02$ mm. Die normal, d. h. in radialer Richtung gemessene Dicke ist noch entsprechend kleiner.

Man erkennt hieraus, daß die gebildeten Späne außerordentlich fein ausfallen, womit die verhältnißmäßige Glätte aller gefrästen Flächen im Zusammenhange steht. Allerdings muß, streng genommen, diese Fläche mit

sehr kleinen Rippen oder Erhöhungen versehen sein, wie sie in sehr vergrößertem Maße in Fig. 757 dargestellt sind, worin man sich zu denken hat, daß je zwei benachbarte Kreisbogen den Bahnen zweier auf einander folgenden Zähne entsprechen. Es ist indessen leicht nachzuweisen, daß diese Erhöhungen in fast allen Fällen so winzig ausfallen, daß sie sich der Messung entziehen. Denn nimmt man beispielsweise wieder 25 Zähne der Fräse vom Durchmesser $2r = 100$ mm und eine Verschiebung derselben gleich 0,5 mm für eine Umdrehung an, so hat man in Fig. 756 die Größe BB_1 gleich der Verschiebung für einen Zahn zu $\frac{0,5}{25} = 0,02$ mm zu setzen, und man erhält daher die Erhöhung einer solchen Rippe CE aus $CE = \frac{B_1E^2}{DE}$, wofür sehr nahe $\frac{B_1E^2}{DC}$ gesetzt werden kann. Mit $B_1E = \frac{1}{2}BB_1 = 0,01$ mm und $DC = 2r = 100$ mm folgt daher $CE = \frac{0,01^2}{100} = 0,000001$ mm. Diese Größe, die durch die feinsten Meßwerkzeuge nicht nachzuweisen sein dürfte, wenn sie auch zuweilen dem Auge durch ein gewisses Schillern der Fläche bemerkbar wird, ist jedenfalls viel geringer, als die Ungleichförmigkeiten, die sich bei jedem Hobeln und Drehen durch die nach §. 148 unvermeidliche Erzitterung des Stichels einstellen müssen. Es ist daher nicht gerechtfertigt, aus der vorstehenden Betrachtung über die Wirkungsart der Fräsen den Schluß ziehen zu wollen, daß dieselben sich zur Herstellung genauer Flächen für auf einander liegende Maschinentheile wegen jener besagten wellenförmigen Erhöhungen nicht eignetem[1].

Fig. 756.

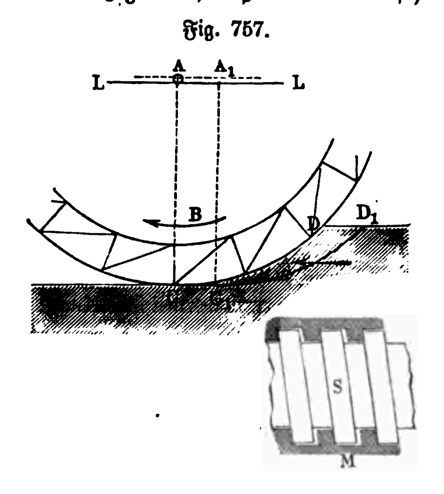


Bei den vorstehenden Ermittelungen wurde immer vorausgesetzt, daß dem Arbeitsstücke gegen die Fräse eine solche Verschiebung ertheilt werde, wie sie durch die Pfeile in Fig. 755 veranschaulicht ist, so nämlich, daß die Bewegung des Arbeitsstückes gegen die Fräse entgegengesetzt der Richtung des arbeitenden Zahnes erfolgt. Eine solche Anordnung, wonach, wie man sich wohl ausdrückt, die Fräse von unten herauf arbeitet, wird auch in der Anwendung fast immer gewählt, weil die Erfahrung ergeben hat, daß bei einer Verschiebung in der entgegengesetzten Richtung, wie sie durch Fig. 757 dargestellt wird, die Arbeit der Fräse im allgemeinen nicht befriedigend ausfällt. Es mögen diese beiden Anordnungen in Fig. 755

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1893, S. 589.

und 757 kurzweg als Verschiebung des Arbeitsstückes gegen die Fräse, Fig. 755, oder mit der Fräse, Fig. 757, bezeichnet werden. Die Gründe, warum das letztere Arbeiten mit der Fräse mangelhaft sein muß, sind unschwer einzusehen. Hierbei beginnt jeder Zahn, sobald er gegen die Oberfläche DD_1 trifft, seine Arbeit, indem er den wegzunehmenden Span in seiner größten Dicke abzuschieben sucht, und es muß daher ein diesem größten Widerstande entsprechender Stoß des schnell umlaufenden Zahnes gegen das Arbeitsstück stattfinden. Daß diese in schneller Aufeinanderfolge eintretenden Stoßwirkungen den ruhigen Gang der Fräsenaxe trotz der sichersten Lagerung derselben, beeinträchtigen müssen, ist ersichtlich. Andererseits erkennt man aus Fig. 755, daß bei dem Vorschieben gegen die Fräse derartige Stöße deswegen nicht vorkommen, weil, wie bemerkt wurde, der Widerstand jedes Zahnes von dem anfänglichen Werthe Null sich nur allmählich auf den größten Betrag erhebt.

Fig. 757.



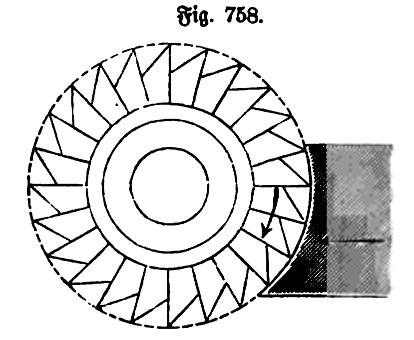
Hierzu kommt, daß die Oberfläche des rohen Arbeitsstückes sich in den meisten Fällen durch besondere Härte auszeichnet, indem bei gegossenen Gegenständen diese Oberfläche mit einer harten Sandkruste und bei geschmiedeten mit einem Ueberzuge von hartem Eisensinter bedeckt ist, in Folge wovon ein schnelles Abstumpfen der Fräsenzähne herbeigeführt wird, wenn die Fräse wie in Fig. 757 arbeitet. Bei dem Arbeiten nach Fig. 755 dagegen ist die Beschaffenheit dieser Oberfläche für die Schärfe der Zähne unbedenklich, da die einzelnen Späne dabei von unten her weggebrochen werden, ehe die Schneide an diese Oberfläche tritt. Ein wesentlicher Grund endlich für die schlechtere Arbeit bei einem Vorschube mit der Fräse nach Fig. 757 muß in der Einwirkung des schädlichen Raumes oder todten Ganges[1]) erkannt werden, welcher zwischen den Gewindegängen der zur Vorführung des Arbeitsstückes dienenden Schraube, sowie in deren Lagern und den Führungstheilen des Schlittens besteht. Stellt nämlich S in Fig. 755 und 757 diese Schraube und M deren Mutter vor, so werden die Muttergewinde bei der Bewegung gemäß

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1893, S. 839.

Fig. 755 durch den von der Fräse gegen das Arbeitsstück ausgeübten Druck stetig an die Gewinde der Schraubenspindel angepreßt. Bei der Arbeit dagegen nach Fig. 757 kann der von den Fräszähnen auf das Arbeitsstück ausgeübte Zug die Mutter zeitweilig von den Schraubengewinden abziehen, so daß die Schraube bei ihrer Umdrehung eine kurze Zeit leer geht, worauf dann ein unregelmäßiges ruckweises Vorschieben stattfindet. Hierin dürfte einer der hauptsächlichsten Gründe für die ungenügende Arbeit bei dem Vorschube mit der Fräse zu suchen sein.

Man kann allerdings auch bemerken, daß bei dieser Anordnung nach Fig. 757 die relative Bahn jedes Zahnes eine verlängerte Cykloide ist, wie sie der Punkt C bei einem Abrollen längs der geraden Linie LL beschreibt, die jetzt im Gegensatze zu Fig. 755 nicht oberhalb, sondern um den Betrag $\varrho = \frac{w}{2\pi}$ unterhalb der Mitte gelegen ist. Da indessen, wie schon bemerkt worden, diese Größe ϱ immer so unbedeutend ist, daß die wahre Bahn nur ganz unerheblich von dem Kreise CD abweicht, so ist nicht anzunehmen, daß die geringe Verschiedenheit der relativen Bahnen in den beiden Fällen die Ursache der verschiedenen Wirkung sein möchte.

Fig. 758.



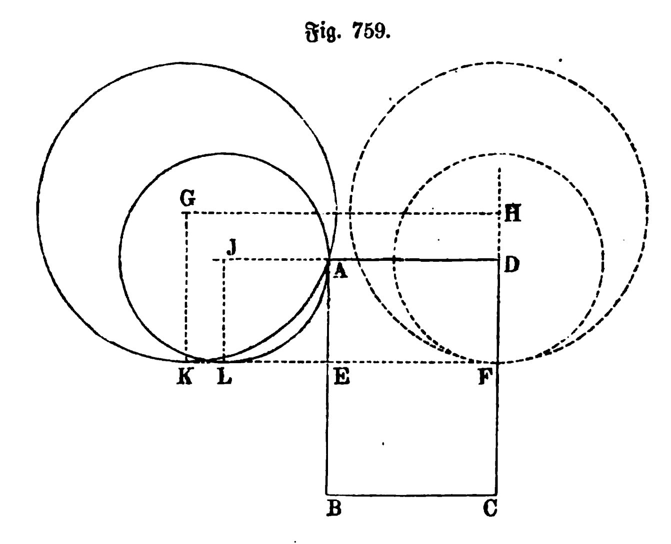
Wie erheblich der Unterschied der Arbeit bei dem Vorschieben gegen die Fräse oder mit derselben ausfällt, kann man deutlich bemerken, sobald man mit einer cylindrischen Mantelfräse J, Fig. 751, gleichzeitig die beiden Wandungen K und K_1 einer schlitzförmigen Durchbrechung bearbeitet. Hierbei zeigt sich immer diejenige Seite, auf welcher der Vorschub mit der Bewegungsrichtung der Zähne übereinstimmt, weniger vollkommen, als die andere, wo gegen die Fräse vorgeschoben wird. Es empfiehlt sich daher in solchen Fällen immer, wie schon bemerkt wurde, unter Anwendung einer kleineren Fräse wie J_1 vermittelst eines Hin- und Herganges jede Seite für sich zu bearbeiten.

Nur in gewissen Fällen mag ein Vorschub mit der Fräse zweckmäßig sein, z. B. wenn man ein dickes Arbeitsstück durch zwei Stirnfräsen an beiden Seiten bearbeiten will, Fig. 758, in welchem Falle das Arbeitsstück dann durch den Druck der Zähne fest gegen die unterstützende Tischfläche gedrückt wird, während bei dem Vorschieben gegen die Fräse das Arbeitsstück bestrebt sein würde, sich von der Tischplatte abzuheben. In solchen

Fällen soll man nach der Angabe von Brown & Sharpe die Führungsschraube für den Schlitten fest anziehen, um die oben gedachten Uebelstände des todten Ganges zu vermeiden, weil sonst leicht ein Fangen der Fräse und Abbrechen der Zähne eintritt. Auch wird für solche Fälle die Anwendung eines Gegengewichtes empfohlen, durch welches die Muttergewinde immer in derselben Richtung gegen die Schraubengänge gepreßt gehalten werden.

In Betreff des Durchmessers, den man einer Fräse zu geben hat, kann man bemerken, daß es im allgemeinen anzurathen ist, diesen Durchmesser so klein zu wählen, wie es mit der Festigkeit der Axe nur verträglich ist, wenn nicht durch besondere Umstände der Durchmesser von vornherein bestimmt

Fig. 759.



wird. Der Grund, warum kleinere Durchmesser größeren vorzuziehen sind, ist nicht bloß in der leichteren Herstellung der Fräsen, sondern namentlich auch in der größeren Leistungsfähigkeit kleinerer Fräsen zu suchen, die sich aus Fig. 759 ergiebt. Soll hier das Arbeitsstück $ABCD$ bis zu einer Tiefe EF bearbeitet werden, so muß eine Fräse von dem Halbmesser GK aus ihrer Anfangsstellung in G, wo ihre Wirkung bei dem Punkte A beginnt, bis zu der Endstellung H, also um die Länge GH, an dem Arbeitsstücke entlang geführt werden, während eine kleinere Fräse, wie J, deren Halbmesser nicht kleiner als die Tiefe AE ist, nur auf dem Wege JD an dem Arbeitsstücke entlang geführt zu werden braucht. Die Firma Brown & Sharpe in Providence, welche durch ihre ausgezeichneten Fräsen weltbekannt ist, macht in dieser Beziehung die Angabe, daß nach ihren Er-

fahrungen ein Unterschied von nur $^{1}/_{2}$ Zoll in dem Durchmesser der Fräsen schon einen solchen von 10 Proc. in den Betriebskosten bedingt habe. Andererseits wird jedoch ein größerer Durchmesser ein längeres Scharfbleiben der Fräsen im Gefolge haben, und zwar nicht bloß deshalb, weil bei einer größeren Fräse mit entsprechend mehr Zähnen jeder Zahn im Verhältniß der Zähnezahlen weniger Arbeit zu verrichten hat, sondern auch deswegen, weil jeder Zahn, nachdem er zur Wirkung gekommen ist, während der längeren Zeit seines leeren Umlaufes mehr Gelegenheit zur Abkühlung findet, so daß ein Warmlaufen der Fräsen unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit und gleicher Zahntheilung um so weniger leicht zu befürchten ist, je größer der Durchmesser ist.

Was die Zahl der einer Fräse zu gebenden Zähne, oder die Theilung derselben betrifft, so wurde schon bemerkt, daß man in der neueren Zeit die Entfernung der Zähne von einander wegen des Schärfens größer anzunehmen pflegt, als dies früher geschah. Auch hat sich gezeigt, daß eine zu große Zähnezahl oder zu geringe Theilung vermehrte Widerstände im Gefolge hat, da hierbei die Späne nicht genügend Raum finden, daher große Reibung eintritt, die leicht ein Warmlaufen der Fräse veranlassen kann.

Nach den Angaben, welche an unten angegebener Stelle[1]) über die in englischen Werkstätten üblichen Verhältnisse gemacht sind, ist die Theilung oder die Entfernung zweier Zähne im äußeren Umfange zu

$$t = 0{,}0625\sqrt{8\,d} = 0{,}18\sqrt{d},$$

wenn der Durchmesser d und die Theilung t in englischen Zollen ausgedrückt werden, woraus für die Zähnezahl z annähernd die Regel folgt:

$$z = 100\,t.$$

Diese Angaben würden, wenn d und t in Millimetern gegeben sind, sich umrechnen in

$$t = 0{,}9\sqrt{d} \text{ und } z = 4\,t.$$

In den amerikanischen Werkstätten dagegen pflegt man die Theilung meist größer, etwa anderthalbmal so groß zu wählen; die Firma Brown & Sharpe z. B. giebt ihren Fräsen von

2	3	6	und	8	Zoll Durchmesser
18	24	32	und	36	Zähne.

Als allgemeine Regel wird von derselben Quelle angegeben, daß die Zähnezahl so bemessen werde, daß bei der Arbeit ein Zahn fortwährend wirkt und zwei Zähne während der Hälfte der Zeit zum Angriff kommen.

Bezüglich der den Fräsen zu gebenden Umfangsgeschwindigkeit können außer den in §. 147 gemachten Angaben noch die hier folgenden angeführt

---

[1]) Institution of Mechanical Engineers, London, October 30, 1890.

werden. G. Abbt[1]) macht über die Umfangsgeschwindigkeit v und die Vorschiebung w für verschiedene Materialien die in der folgenden Zusammenstellung enthaltenen Angaben:

mm in Secunden	Stahl	Schmiedeeisen	Gußeisen	Messing
Umfangsgeschwindigkeit . . .	180	240	300	600
Vorschiebegeschwindigkeit . .	0,2	0,4	0,7	1,1

In dieser Beziehung möge auch noch die folgende, von Brown & Sharpe für ihre Maschinen gültige Zusammenstellung angeführt werden.

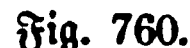
Durchmesser der Fräse d mm	Tiefe des Schnittes mm	Vorschub für eine Umdrehung	Breite des Schnittes 25 bis 200 mm			
			Stahl		Gußeisen	
			Umdrehungen in 1 Min.	Vorschub in 1 Min. mm	Umdrehungen in 1 Min.	Vorschub in 1 Min. mm
12,5	1,5	0,225	490	110	600	135
	12,5	0,225	430	97	460	100
18,7	1,5	0,275	320	88	400	110
	18,7	0,275	270	74	300	83
25	1,5	0,35	245	86	300	105
	25	0,35	175	61	230	81
37,5	1,5	0,40	160	64	200	80
	25	0,40	115	46	160	64
50	1,5	0,525	120	63	150	79
	25	0,525	85	44	120	63
75	1,5	0,775	80	62	100	78
	25	0,775	50	39	88	62
100	1,5	0,775	65	50	80	62
	25	0,775	40	31	60	47
150	1,5	0,775	40	31	50	39
	25	0,775	30	23	40	31
Umfangsgeschwindigk. in 1 Secunde in Millimetern			225 und 325		300 und 400	

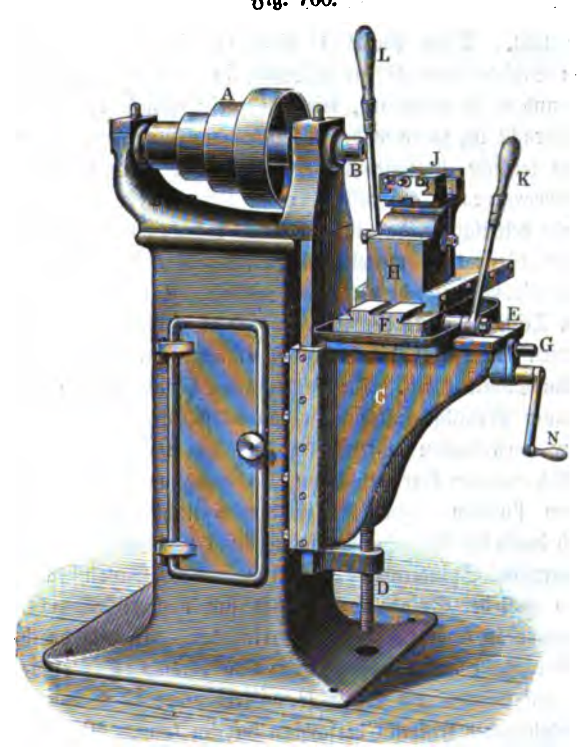
[1]) Construction and Use of Milling Machines, Brown & Sharpe, Manufacturing Co., Providence.

§. 198. **Fräsmaschinen.** Der an jeder Fräsmaschine vorhandene und für dieselbe wesentliche Bestandtheil ist die zur Aufnahme der Fräsen eingerichtete Spindel, die in möglichst sicherer Art gelagert ist und durch Riemen oder Räder gleichmäßig umgedreht wird. Die Fräsen werden entweder an dem freien Ende dieser Spindel befestigt, oder die Spindel tritt durch die Fräsen hindurch, um an ihrem freien Ende noch durch einen Kerner oder in einer Lagerbüchse besonders unterstützt zu werden, so daß diese beiden Wirkungsarten etwa dem Freidrehen und dem Drehen zwischen Spitzen bei der Drehbank entsprechen. Die letztgedachte Anordnung einer an den Enden unterstützten Spindel mit der zwischen den Unterstützungen angebrachten Fräse wendet man selbstverständlich bei den schweren Fräsmaschinen mit Vorliebe an, während für leichtere Arbeiten die Fräse auf dem freien Ende der Spindel befindlich ist. Das betreffende Arbeitsstück wird ebenso wie bei Hobelmaschinen auf einer Tischplatte mittels geeigneter Spannvorrichtungen befestigt, sofern es sich um die Herstellung ebener Flächen und prismatischer Formen handelt, oder man spannt das Arbeitsstück so ein, daß es um eine Axe gedreht werden kann, wenn man runde Gegenstände, wie z. B. Räder, bearbeiten will. Während bei allen Fräsmaschinen die eigentliche Arbeitsbewegung natürlich der Fräse durch ihre Spindel mitgetheilt wird, kann die zur Spanversetzung nöthige Fortrückbewegung ebensowohl der Spindel wie auch dem Arbeitsstück mitgetheilt werden. Bei vielen Maschinen ist die Einrichtung so getroffen, daß man beide Theile, die Spindel und das Arbeitsstück, jeden in bestimmter Weise verschieben kann; die Form und Größe des Arbeitsstückes ist hierbei für die eine oder andere Ausführungsart maßgebend. In jedem Falle hat man die Fortrückungen in durchaus stetiger und ununterbrochener Bewegung auszuführen, Schalträder mit absetzender Wirkung kommen daher bei Fräsmaschinen niemals vor, wofür der Grund aus der oben besprochenen Wirkungsweise der Fräsen leicht ersichtlich ist. Nur bei kleineren Arbeiten wird die Fortrückung durch die Hand des Arbeiters veranlaßt, alle einigermaßen größeren Fräsmaschinen arbeiten mit selbstthätigem Vorschube. Für die Umdrehung der Spindel sowohl wie auch für die Vorschübe hat man je nach dem Durchmesser der Fräse und der Stärke des abzunehmenden Spanes die Geschwindigkeit entsprechend veränderlich zu machen, zu welchem Zwecke fast allgemein die bekannten Stufenscheiben zur Anwendung kommen.

Die Spindel ist bei den meisten Fräsmaschinen wagrecht angeordnet, nur in gewissen Fällen zieht man die stehende Anordnung vor. Häufig führt man die Maschinen auch mit zwei oder mehreren Spindeln aus, die gleichzeitig arbeiten, um dadurch eine schnellere und genauere Arbeit zu erzielen, indem damit die Möglichkeit gegeben ist, mehrere Flächen in bestimmt vorgeschriebener Lage, z. B. parallel oder winkelrecht zu einander, zu bearbeiten.

ohne das Arbeitsstück umspannen zu müssen. So wendet man zur Bearbeitung der sechskantigen Muttern Fräsmaschinen mit sechs, genau unter 60° gegen einander geneigten Spindeln an, mit denen man in einem Durchgange sämmtliche Seitenflächen genau herstellt. Auch bedient man sich zum Bearbeiten von Gestellrahmen für Dampfmaschinen zuweilen der Fräsmaschinen mit zwei zu einander genau rechtwinkelig gestellten Spindeln, von denen die eine zum Abfräsen der Cylinderauflage, der Gradführung u. s. w.


Fig. 760.



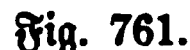
dient, während man mittels der anderen das Lager für die Kurbelaxe genau winkelrecht zu der Cylinderaxe ausfräsen kann. Es würde nicht möglich sein, auch nur annähernd die mannigfaltige Einrichtung der verschiedenen Fräsmaschinen hier anzuführen, und es muß genügen, einige besondere Arten zu besprechen.

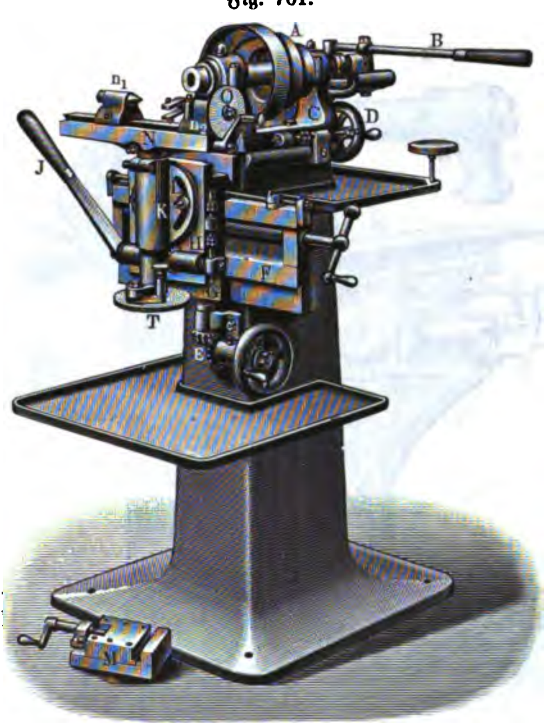
Die einfache Fräsmaschine, Fig. 760, ist leicht verständlich. Die ähnlich wie bei einer Drehbank gelagerte Spindel, welche ebenso wie dort durch die Stufenscheiben *A* angetrieben wird, nimmt in einer Höhlung am vorderen

Ende bei *B* die mit einem Zapfen versehene Fräse auf, und zwar bedarf es hierbei keiner weiteren Befestigung der Fräse, da dieselbe, vermöge der schlank kegelförmigen Gestalt des besagten Zapfens, welcher sehr sorgfältig in die Spindel eingeschliffen ist, in Folge der Reibung mitgenommen wird. Zur Aufnahme des Arbeitsstückes dient der Tisch *C*, der an den senkrechten Führungsleisten des kastenförmigen und zugleich als Werkzeugbehälter dienenden Gestelles mittels der Schraube *D* höher und tiefer gestellt werden kann, und welcher auf der oberen Fläche mit dem Längsprisma *E* versehen ist, auf dem sich die Platte *F* in der Spindelrichtung durch die Schraube *G* verschieben läßt. Diese Platte *F* dient mit ihren prismatischen Leisten ebenso dem Schieberstücke *H* zur Führung in einer zur Spindel senkrechten Richtung, und es ist ersichtlich, wie auf dieser Platte der Parallelschraubstock *J* angebracht ist, zwischen dessen Backen der Gegenstand fest eingespannt wird. Die seitliche Verschiebung von *H* auf *F* wird mittels des Handhebels *K* hervorgebracht, auf dessen Axe im Inneren der Platte *F* ein kleines Zahngetriebe befestigt ist, das in eine an *H* befindliche Zahnstange eingreift. In ähnlicher Weise kann mittels des Handhebels *L* der Schraubstock *J* um eine geringe Größe senkrecht verschoben werden. Zur Hebung und Senkung des ganzen Tisches mittels der Schraube *D* dient die Kurbel *N*, die mittels zweier kleinen Kegelräder die Schraube *D* umdreht. Der Spindelstock *O* steht hier unwandelbar fest. Die Verwendung dieser Maschine für die Bearbeitung kleiner Metallgegenstände ist von selbst klar.

Von der vorstehenden unterscheidet sich die aus derselben Fabrik von Pratt & Whitney in Hartford, Cnnt., hervorgegangene Maschine, Fig. 761, in mehreren Punkten. Zunächst ist hierbei nicht nur die Spindel ihrer Länge nach durch die Nabe der Stufenscheibe *A* verschieblich, wozu die letztere in den Lagern des Spindelstockes unterstützt und ein Handhebel *B* angeordnet ist, sondern auch der Spindelstock *C* läßt sich nach dieser Richtung mittels einer Schraube an dem Handrade *D* verschieben. An dem durch die Kegelräder *E* der Höhe nach verstellbaren Querprisma *F* verschiebt sich der Sattel *G*, auf welchem die Platte *H* mittels eines durch den Handhebel *J* bewegten Zahnrades senkrecht verschoben werden kann. Mit dieser Platte *H* ist durch die kreisrunde Scheibe *L* drehbar verbunden die Hülse *K*, welche entweder einen Parallelschraubstock, wie bei *M* gezeichnet, oder die Theilvorrichtung *N* aufnehmen kann. Die letztere trägt auf dem Führungsprisma einen kleinen Spindelstock n_2 und den verstellbaren Reitstock n_1, so daß man zwischen die beiden Spitzen einen Gegenstand in ähnlicher Art, wie bei einer Drehbank, einspannen kann. Da die mit der drehbaren Spitze verbundene Theilscheibe *O* gestattet, das Arbeitsstück genau um einen bestimmten Winkel zu verdrehen, so ist ersichtlich, wie diese Einrichtung zum Einfräsen der Längsnuthen dienen kann, wie sie bei verschiedenen Werkzeugen, z. B. Ge-

windebohrern (s. weiter unten), angewandt werden; ebenso können die Zahnlücken kleiner Stirnräder in derselben Weise eingefräst werden. Sollen diese Lücken oder Nuthen unter einem bestimmten Winkel gegen die Axe geneigt sein, so gestattet die Hülse *K* der Vorrichtung die erforderliche Drehung, zu deren genauer Einstellung die Theilscheibe *T* dient. Auch für conische Arbeitsstücke ist diese Vorrichtung verwendbar, indem bei der Bearbeitung derselben der ganze Apparat um die Scheibe *L* in einer lothrechten Ebene


Fig. 761.



verdreht werden kann. Die vielseitige Verwendbarkeit dieser Maschine für die verschiedensten Arbeiten ist hieraus deutlich.

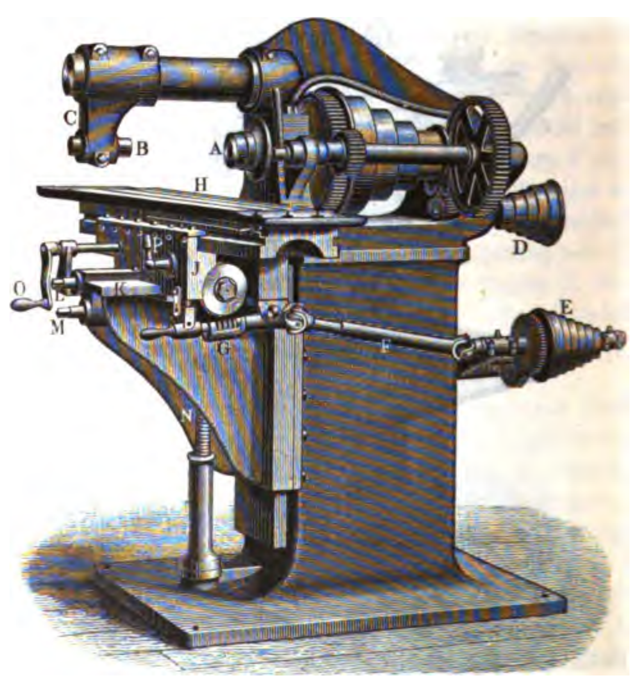
In welcher Weise die Fräsmaschinen mit selbstthätiger Fortrückbewegung versehen werden, ist aus Fig. 762 (a. f. S.) ersichtlich. Man erkennt daraus zunächst, daß die Spindel mit dem von den Drehbänken her bekannten doppelten Rädervorgelege versehen ist, so daß man bei vier Läufen der Stufenscheibe im Ganzen acht verschiedene Geschwindigkeiten erzielen kann. Bei starken Schnitten und größeren Fräsen, für welche man das Vorgelege einrücken wird, kann der zur Aufnahme der Fräse dienende Dorn außer in

der Spindel bei A auch noch mit dem freien Ende in der Pfanne B des Armes C unterstützt werden, während man bei leichteren Arbeiten diesen Arm C aus dem Wege drehen oder ganz beseitigen kann, wenn er hinderlich sein sollte.

Die kleinere Stufenscheibe D, die von der Spindel durch Stirnräder getrieben wird, bewegt die Stufenscheibe E, deren Axe mittels zweier Universalgelenke und einer ausziehbaren Kuppelungsstange F die Schraube ohne Ende G umdreht, von welcher durch ein Schneckenrad die für die Quer-

Fig. 762.

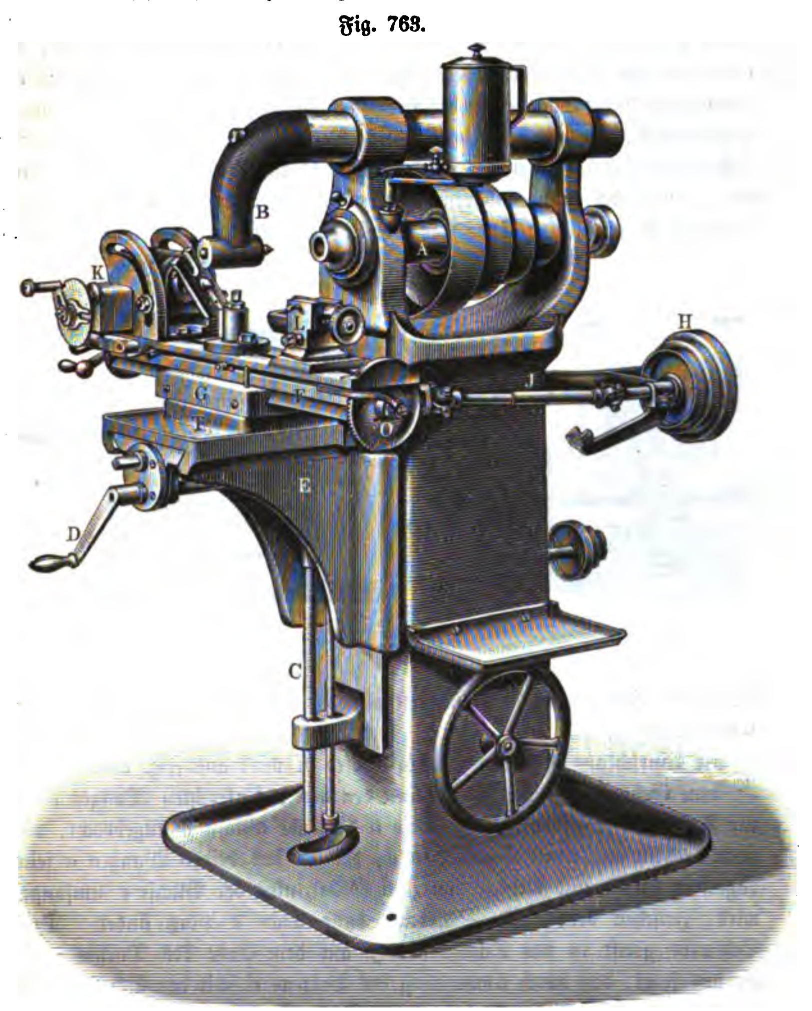




bewegung des Schlittens H dienende Schraubenspindel umgedreht wird. Vermöge dieser Anordnung wird die Bewegungsübertragung nicht gestört, auch wenn man den Schieber J auf dem Längsprisma K mittels der Schraubenspindel L verschiebt, oder wenn er der Höhe nach durch die Schraube N verstellt wird, wozu die kurze Zwischenaxe M dient, welche durch kleine Kegelräder die Schraube N umdreht. Die beiden durch N und L zu bewirkenden Verstellungen lassen sich mit Hülfe geeigneter Eintheilungen bis zu 0,001 Zoll = $^1/_{40}$ mm genau vornehmen. Zur schnellen Rückführung des Tisches H dient eine Zahnstange, in die ein auf der Axe

der Handkurbel *O* angebrachtes kleines Zahngetriebe eingreift, wobei natürlich zunächst die Vorschiebemutter mittels des Wirbels *P* aus dem Eingriffe mit der Vorschubschraube zu bringen ist.

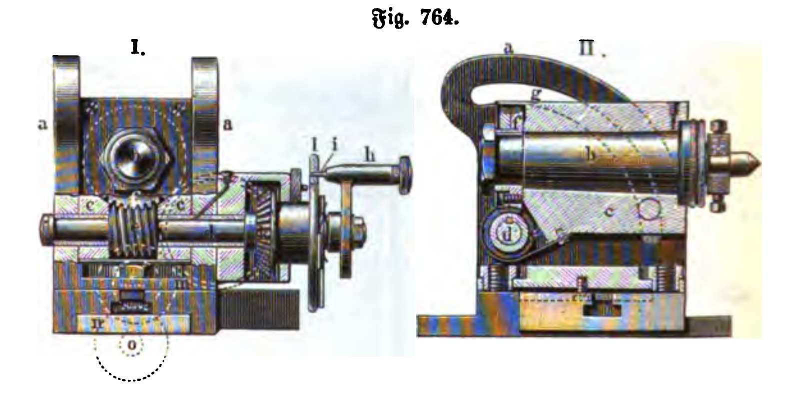
Fig. 763.



Eine ausgezeichnete Maschine ist die wegen ihrer vielfachen Verwendbarkeit sogenannte Universalfräsmaschine von Brown & Sharpe in Providence, R. I., Fig. 763. Diese Maschine, welche von der genannten Firma zuerst auf der Pariser Weltausstellung 1867 ausgestellt wurde, hat seit dieser Zeit vielfach als Muster gedient und mehr als irgend eine andere

zur größeren Verbreitung der Fräsmaschinen beigetragen. Die Einrichtung der Spindel *A* und des unterstützenden Armes *B*, sowie des durch die Schraubenspindel *C* mittels der Kurbel *D* der Höhe nach verstellbaren Tisches *E* ist nach dem Vorhergegangenen aus der Figur ersichtlich. Dagegen bietet der Schlitten *F* bemerkenswerthe Eigenthümlichkeiten dar, die einer näheren Besprechung bedürfen. Zunächst ist aus der Figur zu erkennen, wie dieser Schieber in der Platte *G* zwischen prismatischen Führungen geleitet wird, und wie seine selbstthätige Verschiebung durch Umdrehung der Schraubenspindel *O* von der Stufenscheibe *H* aus mittels zweier Universalgelenke und der ausdehnbaren Stange *J* abgeleitet wird. Auf diesem Schlitten ist am linken Ende der Theilkopf *K* befestigt, während *L* ein in

Fig. 764.



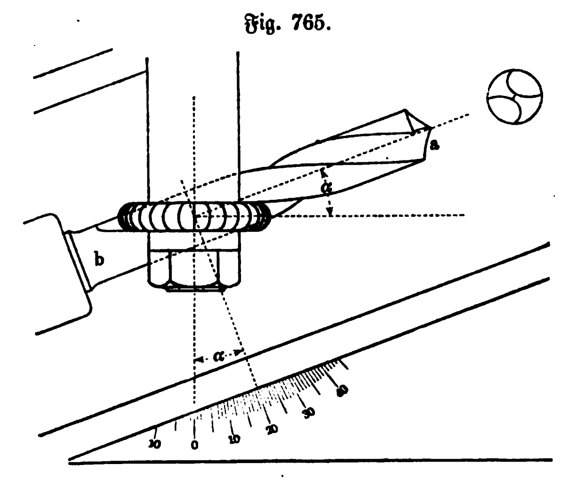
beliebiger Entfernung von *K* feststellbarer Reitstock mit entsprechender Kernerspitze ist.

Die Einrichtung des besagten Theilkopfes *K* wird aus Fig. 764 deutlich. In dem Gehäuse desselben ist zwischen den beiden senkrechten Wangen *a* die zur Aufnahme des conischen Dornes *b* dienende Büchse *c* angebracht, und zwar drehbar um einen Querbolzen *d*, der in den beiden Wangen *a* seine Lagerung findet, und welcher von zwei Gabelzinken der Büchse *c* umfangen wird, zwischen denen eine Schraube ohne Ende *e* Platz findet. Diese Schraube greift in das Schneckenrad *f* auf dem Ende des Dornes *b* ein, woraus folgt, daß durch Umdrehung des Bolzens *d* mit der Schnecke *e* der Dorn *b* um seine Axe gedreht wird. Diese Drehung wird auch dadurch nicht beeinflußt, daß man die Hülse *c* um den Bolzen *d* dreht, was in einem Betrage um mehr als einem rechten Winkel geschehen kann, und bei welcher Drehung die kreisförmigen Schlitze *g* in den beiden Wangen des Gehäuses zur Führung dienen. Die Schraube ohne Ende *e* kann mittels des Handgriffes *h* umgedreht werden, und zwar kann hierbei die Theil-

scheibe l dazu dienen, mittels des Theilstiftes i genaue Eintheilungen vorzunehmen, wenn es etwa darauf ankommt, auf dem Umfange des zwischen die Spitzen des Apparates eingespannten Arbeitsstückes in gleichmäßiger Vertheilung Nuthen oder Zahnlücken einzufräsen. Man kann aber auch die Schraube ohne Ende e selbstthätig bewegen lassen, zu welchem Zwecke die Schraubenspindel O, Fig. 763, benutzt wird, welche nach dem vorher Bemerkten dazu dient, um den Schlitten F durch den Sattel G hindurch zu verschieben. Diese Spindel, die in Fig. 764 in o punktirt gezeichnet ist, bewegt nämlich durch geeignete Wechselräder n und m eine kurze Zwischenaxe, die mit einem Kegelrädchen in das ihm gleiche Rad k auf dem Bolzen d eingreift.

Da nun gleichzeitig die Führungsplatte G durch die der Schieber F in Fig. 763 hindurchgeht, auf dem Tische T beliebig um einen senkrechten

Fig. 765.

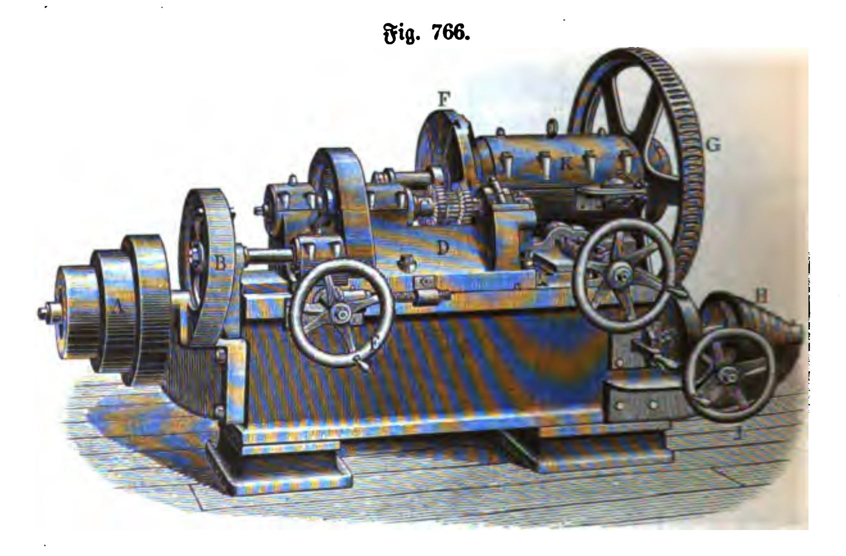


Zapfen gedreht werden kann, so folgt aus der hier beschriebenen Einrichtung, daß die vorliegende Maschine benutzt werden kann, nicht nur zum Einschneiden der Zähne in Stirn- und Kegelräder und der axialen Nuthen in Reibahlen oder Gewindebohrer, sondern daß man auch ganz selbstthätig schraubenförmige Furchen in die mehrfach erwähnten amerikanischen Schneckenbohrer fräsen kann. Aus diesem Grunde eignet sich die hier besprochene Maschine vorzugsweise zur Herstellung von Werkzeugen, sowie überhaupt da, wo sehr verschiedene Arbeiten an kleineren Gegenständen auszuführen sind. Wie die letztgedachten Bohrer gefräst werden, ist aus Fig. 765 zu ersehen. Der den Theilkopf tragende Schlitten wird hierbei durch Drehung der Platte G, Fig. 763, unter dem Winkel α der Abweichung der Schraubenfurchen von der Bohreraxe gegen die Frässpindel geneigt, und um die Tiefe der Furchen von der Spitze a nach dem hinteren Ende b hin abnehmen zu

lassen, was für die Haltbarkeit der Bohrer von Vortheil ist, hat man dem Dorne des Theilkopfes, mit welchem der Bohrer fest verbunden ist, eine geringe Erhebung von 0,5 bis 1 Grad gegen den Horizont zu geben. Wie man die Zähne von Kegelrädern annähernd richtig fräsen kann, wird weiter unten noch näher besprochen werden.

Die in Fig. 766 dargestellte Maschine von Pratt & Whitney ist ein Beispiel einer Rundfräsmaschine, die leicht verständlich ist. Die durch die Stufenscheiben *A* und das in der Umkapselung *B* eingeschlossene Rädervorgelege betriebene Frässpindel *C* ist in einem Spindelstocke *D* gelagert, der durch eine Schraube mittels des Handrades *E* der Länge nach verstellt werden kann, während das Arbeitsstück an der Planscheibe *F* be-

Fig. 766.



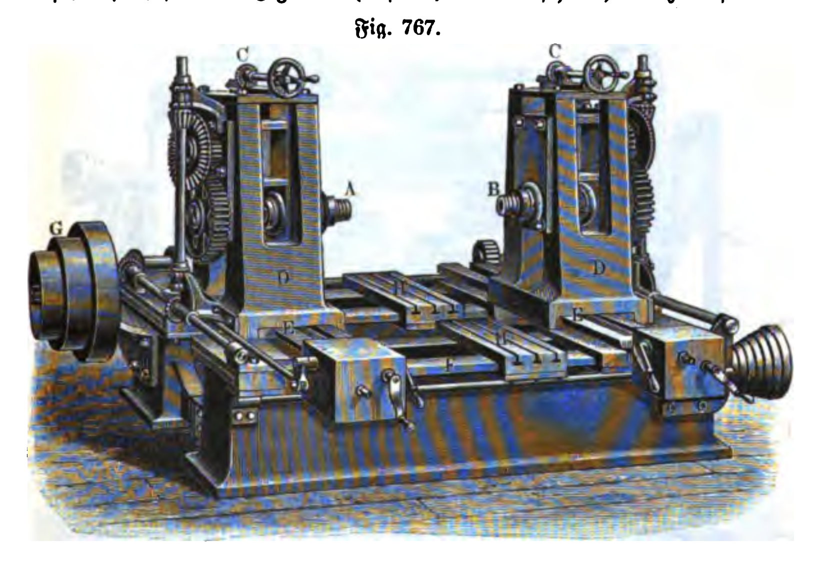
festigt wird. Die Spindel der Planscheibe wird durch das Schneckenrad *G* langsam von der Stufenscheibe *H* oder durch das Handrad *J* gedreht, und der Abstand der Fräse von der Mitte der Planscheibe ist entsprechend dem Durchmesser des Arbeitsstückes durch seitliche Verschiebung des Spindelstockes *K* mittels der Schraube *L* zu erzielen.

Die mit zwei Spindeln *A* und *B*, Fig. 767, ausgerüstete Maschine aus derselben Fabrik, wie die vorhergehende, ist insofern eigenthümlich, als die Frässpindeln durch die Schrauben mittels der bekannten Kegelradgetriebe *C* senkrecht gehoben oder niedergelassen werden können. Die Spindelstöcke *D* sind auf Querprismen *E* durch die Hand und selbständig verschieblich angeordnet, während die Querprismen selbst wieder längs des Bettes *F* einzeln oder zusammen verschoben werden können. Wie der Betrieb der Spindeln

von denen ebenfalls jede für sich ein- und ausgerückt werden kann, von der Stufenscheibe *G* aus durch Kegelräder und Stirnräder vor sich geht, bedarf einer weiteren Erläuterung nicht. Das Arbeitsstück wird auf den Tischen *H* befestigt, die ebenfalls selbstthätig der Länge nach auf dem kräftigen Bett verschoben werden können. Die dargestellte Maschine hat nach Angabe der Erbauer ein Bett von 17 Fuß (5,1 m) Länge und nimmt Gegenstände auf, die zwischen den beiderseitigen Fräsen 11 Fuß (3,3 m) lang sind. Die Fräsen haben zwischen 13 bis 25 Zoll (325 bis 625 mm) Durchmesser.

Während die bisher angeführten Maschinen mit wagrechten Frässpindeln versehen sind, stellt die Fig. 768 (a. f. S.) eine Maschine[1]) mit zwei senk-

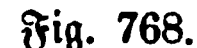
Fig. 767.

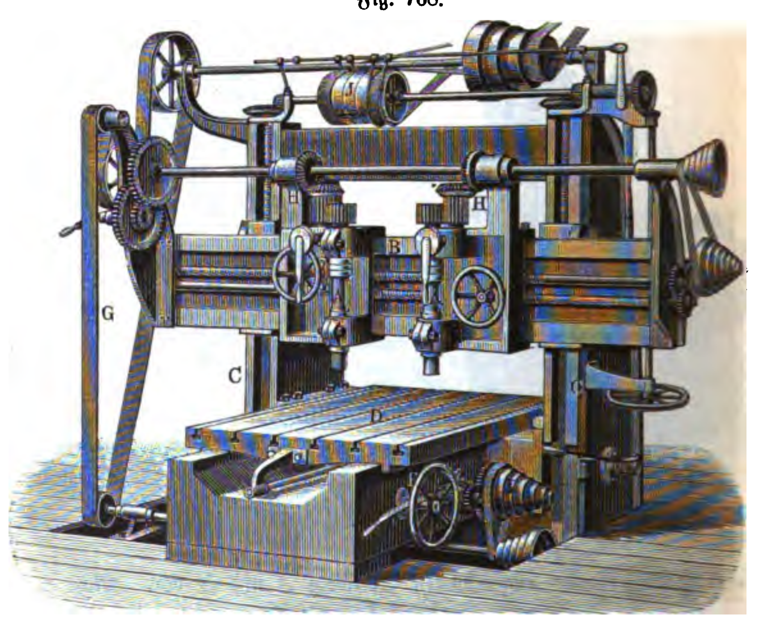


rechten oder stehend angeordneten Spindeln *A* und *B* vor. Man erkennt sogleich die Uebereinstimmung der äußeren Anordnung mit derjenigen der in §. 151 besprochenen Tischhobelmaschinen. Nur sind hier anstatt der Stichelhalter die Frässpindeln in den beiden Querschlitten *A* angebracht, welche letzteren ebenso wie bei einer Hobelmaschine auf dem Querträger *B* wagrecht verschoben und mit diesem zusammen durch beiderseits in den Ständern *C* angebrachte Schrauben gesenkt und gehoben werden können. Ebenso ist zur Aufnahme des Arbeitsstückes die auf den Führungsprismen des Gestelles verschiebliche Tischplatte *D* vorgesehen, die durch eine Schraube langsam vorgeschoben wird, deren Mutter durch die Stufenscheiben *E* die Umdrehung erhält. Zur schnellen Rückwärtsbewegung dient das Handrad *F*,

[1]) Aus Paul N. Hasluck, Milling Machines and Processes.

wobei zu bemerken ist, daß eine Vorrichtung, um das Arbeitsstück schnell zurück zu bewegen, immer mit Rücksicht darauf wünschenswerth erscheint, daß der Vorschub nur gegen die Fräse zu erfolgen hat, daher in den meisten Fällen eine Bearbeitung während des Rückganges nicht stattfindet, vielmehr das Arbeitsstück leer zurückzuführen ist. Alle übrigen Einrichtungen, so namentlich der Antrieb der Frässpindeln durch den mehrfach um Rollen geschlungenen Riemen *G* und die Kegelräder *H*, sowie die selbstthätige Verticalbewegung des Querarmes durch die Riemscheiben *J* für offenen und gekreuzten Riemen sind aus der Figur ersichtlich.


Fig. 768.

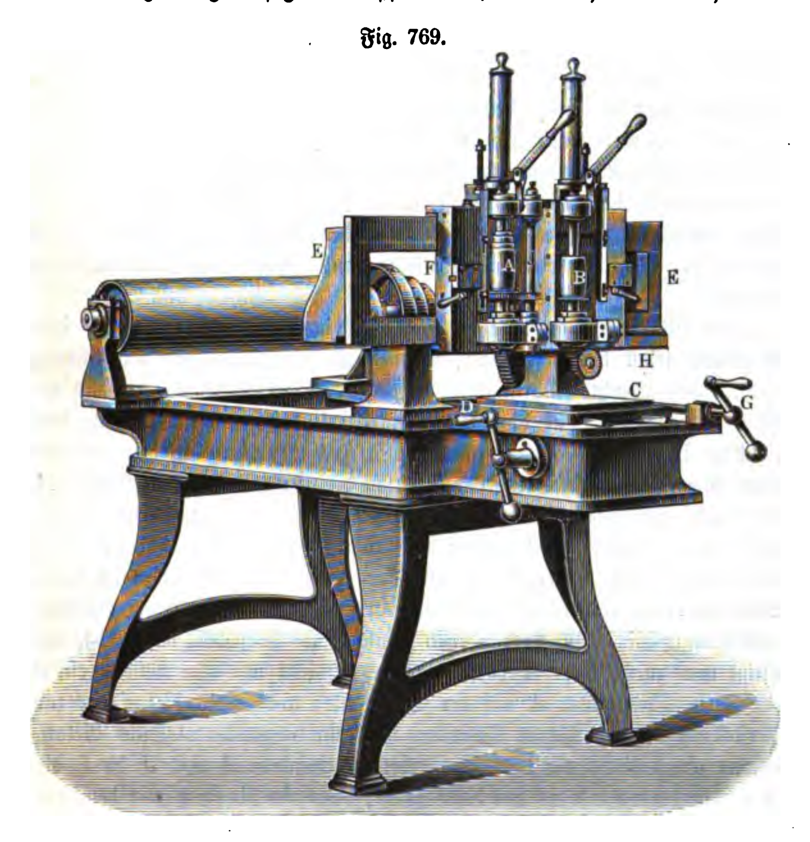


Es mag bemerkt werden, daß man ebenso auch mehrfach Fräsmaschinen mit stehender Spindel in solcher Anordnung ausgeführt hat, wie sie bei den in §. 160 besprochenen Stoßmaschinen angeführt worden ist, und durch Fig. 570 erläutert wurde. Hierbei wird die in senkrechten Führungen gleitende Stoßstange durch die Frässpindel ersetzt, während das Arbeitsstück auf einer wagrechten Tischplatte befestigt wird, die ebenso, wie bei jenen Stoßmaschinen, sowohl um ihre senkrechte Axe gedreht, wie auch mit dieser nach zwei zu einander rechtwinkelig sich kreuzenden Richtungen verschoben werden kann, woraus die Beschaffenheit der auf solchen Maschinen ausführbaren Arbeiten sich von selbst ergiebt. Aus der Uebereinstimmung solcher

und der in Fig. 768 dargestellten Maschinen mit den betreffenden Hobel- und Stoßmaschinen erklärt es sich, warum man neuerdings öfter vorhandene Maschinen der letztgedachten Art zu Fräsmaschinen umgebaut hat, ein Verfahren, das allerdings mehr als Nothbehelf anzusehen ist.

Die Maschine Fig. 769, mit zwei stehenden Frässpindeln *A* und *B*, ist deswegen besonders bemerkenswerth, weil sie dazu dient, Gegenstände von einer beliebig unregelmäßigen Umrißform nach einer vorhandenen Schablone

Fig. 769.



zu bearbeiten. Zu dem Ende wird nämlich neben dem auf der Tischplatte *C* befestigten Arbeitsstück die betreffende Schablone befestigt, deren Umfang genau der herzustellenden Form des Arbeitsstückes entsprechend ausgearbeitet ist. Denkt man sich nun diese Tischplatte relativ gegen einen an dem Gehäuse der Frässpindel angebrachten Führungsstift so verschoben, daß der letztere immer in Berührung mit der Schablone bleibt, so wird die arbeitende Fräse das Arbeitsstück an seinem Umfange in der gewünschten

Weise bearbeiten. Dieser Zweck, die Schablone unter Ausschluß jeder Verdrehung an dem Führungsstifte entlang zu verschieben, wird hier dadurch erreicht, daß die Tischplatte C auf den Prismaleisten des Bettes mit Hülfe einer Zahnstange durch die Handkurbel D in der zu dem Querarme E senkrecht stehenden Richtung verschoben werden kann, während der die Frässpindeln tragende Querschlitten F auf dem Querarme E gleichzeitig verschoben wird, wozu eine an diesem Schlitten angebrachte Zahnstange H dient, in welche ein durch die Handkurbel G umzudrehendes kleines Zahnrad eingreift. Der die Maschine bedienende Arbeiter kann in Folge dieser Einrichtung durch gleichzeitige Umdrehung der beiden Kurbeln D und G die Schablone stets mit einem bestimmten Drucke gegen den besagten Führungsstift pressen, wobei natürlich das Verhältniß der beiden gedachten Verschiebungen oder Kurbelumdrehungen bei gekrümmten Schablonen fortwährend veränderlich ist, in demselben Maße, wie die rechtwinkeligen Coordinaten der Schablonenbegrenzung es bedingen. Von den beiden Spindeln A und B wird in der Regel die eine zum Vorfräsen und die andere zum Nacharbeiten benutzt.

Diese Maschine hat man zugleich so eingerichtet, daß sie sich ihre Schablone selbst herstellen kann, zu welchem Zwecke folgende Einrichtung dient. Der gedachte Führungsstift, welcher an der Schablone entlang geführt werden muß, hat die Gestalt einer cylindrischen kleinen Rolle von gleichem Durchmesser mit der cylindrischen Fräse, und ist an dem unteren Ende einer besonderen Spindel J befestigt, die von der einen Frässpindel A durch zwei Stirnrädchen in Umdrehung gesetzt werden kann. Auch ist die Anordnung so getroffen, daß man die Fräse in diese Hülfsspindel J setzen und dagegen den Führungsstift mit der Frässpindel A verbinden kann. Soll nun eine größere Anzahl bestimmter Gegenstände in völliger Uebereinstimmung mit einem vorhandenen Musterstücke hergestellt werden, so befestigt man zuerst dieses Probestück unter der jetzt mit dem Führungsstifte versehenen Frässpindel A auf der Tischplatte, und neben diesem ein zur Herstellung der benöthigten Schablone ungefähr vorgerichtetes Stück Metall, welches nunmehr bei der Umdrehung beider Spindeln A und J durch die in J eingesetzte Fräse so bearbeitet wird, daß sein Umfang mit dem des Musterstückes übereinstimmt, so daß es dann als Schablone dienen kann, sobald man den Führungsstift mit der Fräse vertauscht. Die in dieser Weise hergestellte Schablone behält auch während des ferneren Gebrauches als solche dieselbe Stelle auf der Tischplatte, wo sie hergestellt wurde, während natürlich das Probestück durch das abzufräsende rohe Arbeitsstück ersetzt wird. Es ist leicht ersichtlich, daß durch dieses Verfahren wegen der Vertauschung der Fräse mit dem Führungsstifte der beabsichtigte Zweck einer genauen Copie der vorgelegten Form nur zu erzielen ist, wenn der Führungsstift

genau denselben Durchmesser hat, wie die Fräse, in welcher Beziehung auf die in §. 173 gemachten Bemerkungen verwiesen werden kann. Derartige Copirfräsmaschinen werden für gewisse Zwecke, z. B. bei der Waffenerzeugung, sowie überall da mit Vortheil angewandt, wo es darauf ankommt, eine große Anzahl von Gegenständen unregelmäßiger Form in genau übereinstimmenden Abmessungen herzustellen. Es kann sich bei der hier besprochenen Maschine natürlich nur um die Bearbeitung des Umfanges von Körpern plattenförmiger Gestalt handeln; wie man anders gestaltete Körper auf Maschinen copiren kann, wird weiter unten noch angeführt werden.

Fortsetzung. Während die bisher besprochenen Fräsmaschinen zur Herstellung der verschiedensten Gegenstände gebraucht werden, hat man andererseits auch vielfach Maschinen ausgeführt, deren Wirkung sich nur auf die Bearbeitung ganz bestimmter Arbeitsstücke erstreckt. Durch solche Maschinen für besondere und ganz bestimmte Zwecke erzielt man einestheils schnellere und andererseits genauere Arbeit, als durch die Verwendung von Maschinen einer allgemeineren Gebrauchsfähigkeit möglich ist. Insbesondere sind gerade Fräsmaschinen, die für ganz bestimmte Zwecke gebaut sind, geeignet, bei der Massenfabrikation vieler gegen einander auswechselbarer, daher genau übereinstimmender Gegenstände als Hülfsmittel zu dienen. Von den vielen Verwendungsarten dieser Art mögen hier nur zwei angeführt werden, die eine größere Bedeutung haben, nämlich die zur Bearbeitung der bekannten sechskantigen Schraubenmuttern und zum Einschneiden der Zahnlücken in die Kränze von Zahnrädern. **§. 199.**

An die Muttern von Schrauben muß man die Bedingung stellen, daß die Grundfläche des Prismas möglichst genau ein regelmäßiges Sechseck bilde, damit der anzuwendende Schraubenschlüssel genau über je zwei gegenüberstehende Flächen passe, ohne zu schlottern und in Folge davon die Kanten zu verdrücken. Es würde nun aber immer mit großem Zeitaufwande verbunden sein, wenn man diese Muttern in einer solchen Art bearbeiten wollte, daß dabei ein wiederholtes Nachmessen der drei betreffenden Stärken und des Neigungswinkels zwischen je zwei zusammenstoßenden Flächen nöthig wäre. Weil bei der Anwendung von Fräsen dieses zeitraubende Nachmessen vermieden werden kann, so hat man sich zur Bearbeitung der besagten Schraubenmuttern fast ausschließlich der Fräsmaschinen bedient.

Die gewöhnlichen Mutternfräsmaschinen bearbeiten in der Regel zu gleicher Zeit zwei gegenüberliegende Flächen, wie dies bereits oben mit Bezug auf Fig. 750 angedeutet wurde. Wie aus dieser Figur ersichtlich ist, verwendet man hierbei zwei scheibenförmige Stirnfräsen, die auf einer gemeinsamen Axe so befestigt sind, daß die beiden einander zugewendeten arbeitenden Flächen einen genau zu regelnden Abstand von einander haben,

Fig. 770 I.

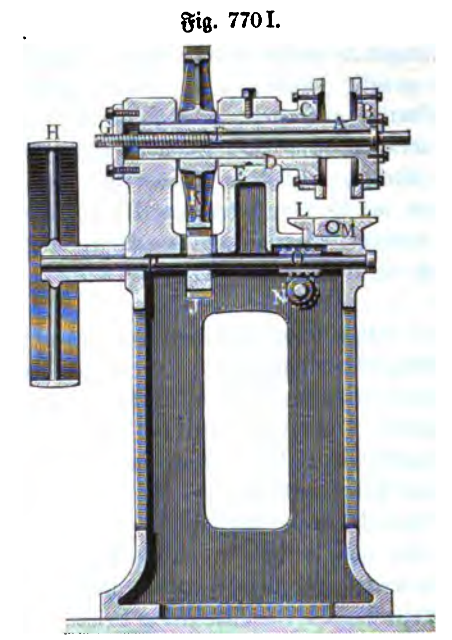
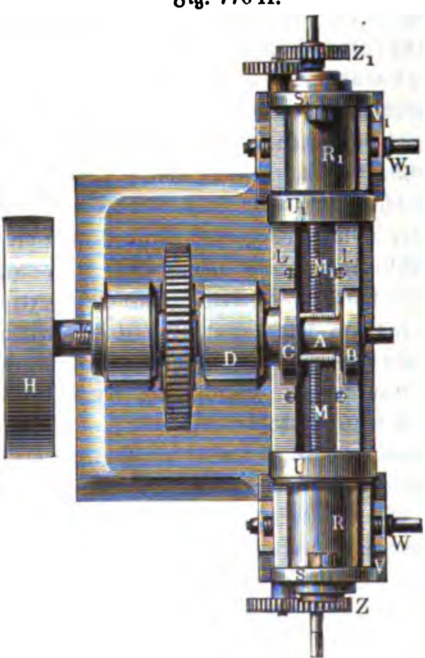


Fig. 770 II.



wodurch der Bedingung eines gleichen Abstandes für je zwei damit bearbeitete Flächen genügt wird. Andererseits wird die zu schneidende Mutter auf einem Bolzen befestigt, dessen Halter leicht und schnell um je 60 Grad gewendet werden kann.

In Fig. 770 ist eine solche Maschine[1]) in einem senkrechten Durchschnitt durch die Fräsaxe *A* und in einer Ansicht von oben dargestellt. Die röhrenförmige Axe *A* trägt an ihrem scheibenförmig gebildeten Ende *B* die eine Fräse, die entweder aus einem gezahnten Ringe besteht oder aus mehreren genau zusammenpassenden Segmenten zusammengesetzt und durch Schrauben an der Scheibe *B* befestigt ist. In derselben Art ist die zweite Fräse an der Scheibe *C* angebracht, deren hülsenförmige Nabe *D* auf die Röhre *A* geschoben ist und in dem Lager *E* sich dreht. Man ersieht, wie die im Inneren von *A* gelagerte Schraubenspindel *F*, deren Muttergewinde in dem festen Bügel *G* befindlich ist, durch Drehung an dem vierkantigen Kopfe die Entfernung der beiden Fräsen von einander genau zu regeln gestattet. Umgedreht werden beide Fräsen

[1]) Hart, Die Werkzeugmaschinen.

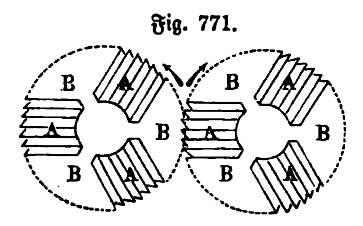
von der Riemscheibe H aus durch die beiden Zahnräder J und K, von denen K mittels eines Keiles die durchweg genuthete Röhre A mitnimmt, welche ebenfalls durch einen Keil die Hülse D bewegt. Zu jeder Seite wird ein die zu bearbeitende Mutter tragender Bolzen zwischen die beiden Fräsen geführt, zu welchem Zwecke jeder dieser Bolzen in einen cylindrischen Halter R oder R_1 gespannt ist, der auf der Prismaführung L durch die Schraube M oder M_1 langsam verschoben wird. Zur Umdrehung dieser Schraubenspindeln dient die Hülsswelle N, die von der Betriebswelle P aus mittels der Schnecke O und eines Wurmrades bewegt wird, und an jedem Ende die Bewegung durch ein ausrückbares Stirnrädchen Z auf die Schraube M überträgt. Jede der beiden Schrauben M und M_1, von denen die eine mit rechtem, die andere mit linkem Gewinde versehen ist, reicht nur bis zur Mitte der Maschine, und es ist die Einrichtung so getroffen, daß während des Ganges das eingerückte Rad Z in seiner Stellung durch einen Riegel festgehalten wird, bis nach hinreichender Vorwärtsbewegung des Schlittens ein an diesem angebrachter Knaggen den Riegel auslöst. Alsdann wird das Rad selbstthätig ausgerückt, und der Schlitten kann zurückgeführt werden, worauf der Bolzenhalter R um 60 Grad gedreht wird, so daß durch Einrücken des Rades Z die nächsten beiden Flächen selbstthätig gefräst werden. Zur schnellen Einstellung des Bolzenhalters ist derselbe mit einer cylindrischen Scheibe S versehen, die am Umfange sechs genau um 60 Grad entfernte Löcher enthält, so daß man mittels eines durch das betreffende Loch und durch den Ansatz T des Lagers gesteckten Stift den Bolzenhalter genau und sicher feststellen kann. Am anderen Ende ist jeder Bolzenhalter mit dem drehbaren Ringe U versehen, der mit Hülfe von drei Spiralnuthen im Inneren ebenso viele radial verschiebliche Backen nach innen gegen den Bolzen preßt, so daß der letztere dadurch genau centrisch gehalten wird. Die letztere Bedingung muß erfüllt sein, wenn die Bohrung der Mutter genau in der Mitte ihres sechsseitigen Umfanges liegen soll. Hierzu ist ferner erforderlich, daß die Mittellinie des Bolzens den Abstand zwischen den beiden Frässcheiben halbirt, und es ist, um dies jederzeit zu erreichen, jeder Bolzenhalter auf ein Querprisma V gesetzt, auf welchem er durch eine Schraube W genau eingestellt werden kann.

Man hat die Mutternfräsmaschinen auch so eingerichtet, daß alle sechs Flächen gleichzeitig durch ebenso viele kleine Stirnfräsen bearbeitet werden, deren Axen unter 60 Grad gegen einander geneigt und durch Kegelräder verbunden sind. Da hierbei, um die Flächen vollständig rein zu bearbeiten, die Fräsen in gewissem Betrage über die Kanten hervortreten müssen, so hat man dafür zu sorgen, daß je zwei benachbarte Fräsen sich nicht gegenseitig stören oder behindern. Dies ist unter anderem dadurch erreicht worden, daß die Axen der Fräsen abwechselnd in zwei verschiedenen

Ebenen[1]) über einander angeordnet sind, deren Abstand genügend groß ist, um jeder Fräse die freie Umdrehung zwischen den beiden benachbarten zu gestatten. Bei einer anderen Ausführung[2]) dagegen sind die Fräsen nicht in Gestalt voller Scheiben, sondern nach Fig. 771 mit je drei Schneidflächen *A* und dazwischen befindlichen Ausschnitten *B* ausgeführt und die Stellung der Fräsen zu einander ist so gewählt, daß die Schneidflächen jeder einzelnen Fräse mit den Ausschnitten der beiderseits benachbarten zusammentreffen, so daß die kreisförmigen Wirkungsgebiete der Fräsen sich gegenseitig in geringem Grade überdecken können, wie es zum reinen Ausarbeiten der Muttern erforderlich ist.

Man verwendet die Fräsen vielfach zum Einschneiden der Zahnlücken in die zuvor genau cylindrisch abgedrehten Kränze von Rädern, wenn es darauf ankommt, Zahnräder möglichst genau herzustellen. Insbesondere werden die Radzähne bei allen denjenigen Zahnrädern eingeschnitten, die bei Werkzeugmaschinen, Spinnmaschinen u. s. w. gebraucht werden, während man die zur Kraftübertragung dienenden Zahnräder, die meistens größere Durchmesser und Zahntheilungen zu erhalten haben, in der Regel mit unmittelbar durch das Gießen erzeugten Zähnen herstellt. Dagegen ist das Einschneiden oder Fräsen der Zähne von den Mechanikern und Uhrmachern lange vor der weiteren Verbreitung der Fräsmaschinen vielfach geübt worden, man bedient sich dabei anstatt der Fräse gewöhnlich eines einzigen sogenannten Schneidzahnes, d. h. einer mit der Frässpindel fest verbundenen Schneide, von einer mit dem Querschnitte einer Zahnlücke übereinstimmenden Form, so daß bei jeder Umdrehung der Spindel durch diese Schneide ein Spänchen abgelöst (abgeschlagen) wird. Diese Vorrichtung findet man auch heute noch bei Mechanikern und Uhrmachern im Gebrauche, sie ist übrigens nur für die Verarbeitung von Messing oder anderen weichen Metallen verwendbar, bei der Verarbeitung von Eisen und härteren Materialien versagt sie erfahrungsmäßig. Die hier gedachte ältere Einrichtung mit einem Schlagzahne wurde in der Regel mit der Drehbank derart in Verbindung gebracht, daß die Frässpindel in den Support gespannt wurde, durch dessen Schlitten sie leicht verschoben werden konnte, während sie von dem Trittrade der Drehbank durch eine Schnur schnell umgedreht wurde.

Fig. 771.

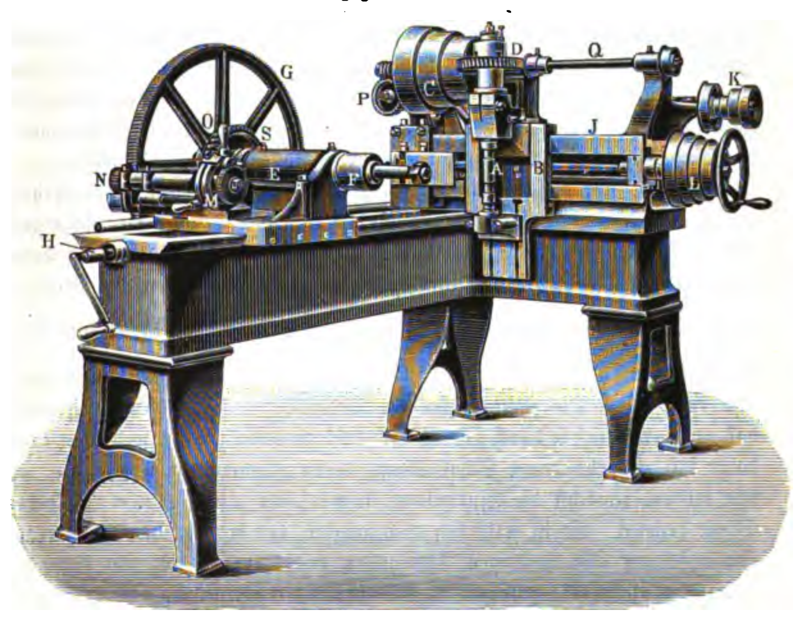


Bei den Räderfräsmaschinen verwendet man immer Fräsen, welche der zu erzeugenden Zahnform genau entsprechend geformt sind, und welche,

[1]) D. R.-P. Nr. 26095. — [2]) D. R.-P. Nr. 34492.

passend mit hinterdrehten Zähnen, s. §. 174, in solcher Art versehen sind, daß die Profilform durch das Nachschleifen nicht verändert wird. Die Frässpindel wird bei diesen Maschinen nicht nur umgedreht, sondern auch senkrecht zu ihrer Axenrichtung verschoben, während das zu schneidende Rad während der Arbeit unverrückbar fest auf einem Dorne oder einer Spindel befestigt ist, die nach der Vollendung einer Zahnlücke um den der gewünschten Zähnezahl zugehörigen Theilwinkel gedreht wird. Diese zur Aufnahme des Arbeitsstückes dienende Spindel steht senkrecht zu der Frässpindel und ist in der Symmetrieebene der Fräse gelegen.

Fig. 772.



Die in Fig. 772 dargestellte Räderfräsmaschine aus der Fabrik von Ludw. Löwe & Co. in Berlin zeigt in *A* die Frässpindel, die in dem Schlitten *B* gelagert ist und von der Stufenscheibe *C* aus durch eine in das Schneckenrad *D* eingreifende Schraube ohne Ende umgedreht wird. Das zu bearbeitende Rad ist auf dem freien Ende einer wagrechten Queraxe *F* befestigt, die in dem Längsschlitten *E* ihre Unterstützung erhält, und auf deren anderem Ende sich das größere, genau gezahnte Theilrad *G* befindet. Durch eine zwischen den Wangen des Gestelles gelagerte Schraubenspindel *H* läßt sich das zu schneidende Rad der Fräse bis zu dem der gewünschten Zahntiefe entsprechenden Betrage nähern, worauf die Fräse neben

ihrer Umdrehung eine wagrechte Verschiebung auf dem Querprisma J erhält. Zur selbstthätigen Verschiebung dienen die Stufenscheiben K und L, von denen die letztere auf der zur Verschiebung des Frässchlittens dienenden Schraubenspindel angebracht ist. Nachdem durch genügende Seitenverschiebung des Frässchlittens eine Lücke in das Rad eingeschnitten ist, wird die Querverschiebung selbstthätig ausgerückt und der Schlitten zurückgeführt, worauf die Spindel F mit dem darauf befindlichen Arbeitsstücke um den der Zähnezahl entsprechenden Theil gedreht wird. Hierzu dient das genaue Theilrad G, in dessen feine, möglichst gleichmäßig ausgeführte Zähne ein kleines Getriebe N eingreift, dessen Axe durch einen Schalthebel O um einen ganz bestimmten Winkel gedreht wird. Zu letzterem Ende ist die Axe des Getriebes N mit einem genau getheilten Schaltrade M versehen, in dessen Zähne eine an dem Hebel O angebrachte Klinke eingreift. Durch zwei gegen einander zu verstellende Anstoßknaggen wird die Bewegung des Hebels O nach beiden Seiten hin so begrenzt, daß durch jede Schwingung das Rad M um eine bestimmte Anzahl von Zähnen umgedreht wird.

Es möge, um diese Wirkung zu erläutern, das Verhältniß der Zähnezahlen von N und G durch α bezeichnet sein, und z stelle die Zähnezahl des in Anwendung gebrachten Schaltrades M vor. Offenbar wird durch eine Drehung des Schaltrades um einen Zahn das Rad G mit dem Arbeitsstücke um $\frac{1}{\alpha z}$ einer Umdrehung verdreht, so daß das zu schneidende Rad αz Zähne erhalten würde, wenn man nach jedem Schnitte um einen Zahn schalten wollte. Die Zähnezahlen der Räder G und N werden so gewählt, daß ihr Verhältniß α durch eine ganze Zahl dargestellt wird, und man kann daher mit n vorhandenen Schalträdern, deren Zähnezahlen $z_1, z_2, z_3 \ldots . z_n$ sein mögen, zunächst die Eintheilung in $\alpha z_1, \alpha z_2, \alpha z_3 \ldots . \alpha z_n$ gleicher Theile erzielen. Es ist natürlich auch möglich, mit irgend einem Schaltrade von z Zähnen alle diejenigen Theilungen auszuführen, die, mit einer beliebigen ganzen Zahl multiplicirt, das Product αz ergeben. So kann man beispielsweise bei Annahme des Verhältnisses $\alpha = 12$ mittels eines Schaltrades mit 30 Zähnen nicht nur eine Eintheilung in $12 . 30 = 360$ Theile, sondern auch in 180, 120, 90, 72, 60, 45, 40, 36, 30, 24, 20, 18, 15, 12, 10, 9, 8, 6, 4, 3 und 2 Theile vornehmen, oder allgemein in jede solche Zahl, die sich als das Product einer beliebigen Anzahl derjenigen Primfactoren darstellt, in die man das Product αz zerlegen kann, also in dem angeführten Beispiel $12 . 30 = 3 . 2 . 2 . 5 . 3 . 2$. Man hat, um eine solche Theilung in t gleiche Theile auszuführen, natürlich die jedesmalige Verdrehung des Schaltrades um die erforderliche Anzahl von $\frac{\alpha z}{t}$ Zähnen vorzunehmen, also in dem gewählten Beispiele für eine Eintheilung in 45

um $\frac{12 \cdot 30}{45} = 8$ Zähne. Es ist auch ersichtlich, daß eine Schaltung des Rades *M* um eine gewisse Anzahl von Zähnen, die sich nicht als ein Product aus den Primfactoren von αz darstellt, die also, in das Product αz dividirt, nicht ohne Rest aufgeht, nur den Erfolg haben könnte, daß man bei hinreichend lange fortgesetzter Theilung schließlich zu der größtmöglichen Theilzahl αz gelangen würde.

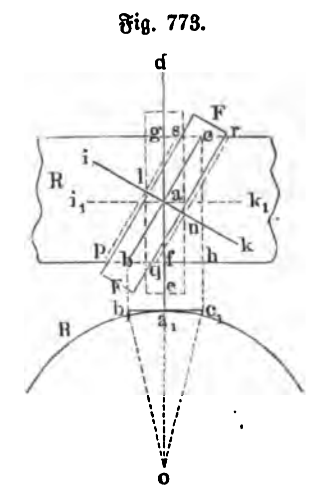
Es mag bemerkt werden, daß derselbe Erfolg, welcher bei der hier betrachteten Maschine durch einen Satz verschiedener Schalträder erreicht wird, bei der Einrichtung der Universalfräsmaschine, Fig. 763, durch die an dem Theilkopfe derselben angebrachte Theilscheibe erzielt werden kann, welche in verschiedenen Kreisen eine größere Anzahl von Eintheilungen entsprechend den Zähnezahlen der hier in Verwendung kommenden Schalträder erhalten hat.

Die vorstehend besprochene Maschine, Fig. 772, ist auch noch mit einer Einrichtung versehen, um die Räder mit schrägen Zähnen herzustellen, die nach Th. III, 1 eine schraubenförmige Gestalt erhalten müssen. Zu dem Ende wird nämlich nicht nur der Frässchlitten *B* auf dem Querprisma *J* seitlich verschoben, sondern das zu schneidende Rad gleichzeitig um seine Axe in demjenigen Betrage gedreht, welcher aus dem Neigungswinkel der Zähne gegen die Axe sich ergiebt. Um dies zu erreichen, ist die treibende Welle *Q* auf dem hinteren Ende mit einer Schraube ohne Ende versehen, die in ein Schneckenrad *P* eingreift, das mit Hülfe geeigneter Wechselräder eine andere in der Figur nicht sichtbare Hülfswelle bewegt, die ebenfalls durch eine Schraube ohne Ende das Schneckenrad *S* und damit das zu fräsende Rad umdreht. Es ist ersichtlich, wie in Folge dieser beiden Bewegungen, nämlich der Verschiebung der Fräse und der Verdrehung des zu schneidenden Rades, auf dem Mantel des letzteren schraubenförmige Zahnlücken eingeschnitten werden. Ebenso ist leicht zu erkennen, daß man diesen Zweck nicht erreichen würde, wenn man etwa den Frässchlitten *B* durch Neigung der Prismaführung *J* in der entsprechenden Richtung schräg gegen die Axe *F* des feststehenden Rades verschieben wollte, denn durch eine solche Ausführung würde die gebildete Zahnlücke eine geradlinige oder prismatische Form erhalten, deren Abstand von der Axe *F* des Rades nicht in allen Punkten denselben Werth hätte. Die Fig. 773 (a. f. S.) macht dies deutlich. Denkt man sich anstatt der Fräse einen Punkt, etwa die Spitze eines Stichels in a, nach der Richtung bc verschoben, wenn de die dagegen um den Winkel $dac = \alpha$ geneigte Axe des Rades *R* vorstellt, so ist der Abstand dieser Stichelspitze von der Axe o in a am kleinsten gleich oa_1, während er nach beiden Seiten hin sich allmählich zu ob_1 und oc_1 vergrößert. Dagegen bleibt dieser Abstand überall derselbe gleich oa_1, wenn

man den Stichel von f nach g parallel der Axe de verschoben denkt, unter gleichzeitiger Drehung des Rades um den Winkel $b_1 o c_1$, wie es hier vorausgesetzt wird. Hieraus ergiebt sich, daß die Herstellung schräger Zähne durch eine geradlinige Verschiebung der Fräse in einer gegen die Axe des Rades geneigten Richtung nur zulässig erscheint bei Rädern, deren axiale Breite im Verhältniß zum Durchmesser so klein ist, daß die besagte Veränderung des Abstandes der Fräse von der Axe nur unmerklich wird.

Dagegen muß es für die Erzielung einer genauen Zahnform als Bedingung angesehen werden, daß der Axe ik der Fräse F eine derartige Neigung α gegen die Radebene gegeben werde, daß die Mittelebene der Fräse mit derjenigen der zu schneidenden Zahnlücke bc übereinstimmt, wie man leicht erkennt. Denn wenn man die Fräsenaxe in $i_1 k_1$ senkrecht zur Axe de des zu schneidenden Rades stellen wollte, so müßte in Folge der mehrgedachten Verschiebung der Fräse von f nach g und der gleichzeitigen Verdrehung des Radumfanges von h nach b in dem Radkranze eine Zahnlücke $pqrs$ entstehen, deren normale Breite ln größer ausfiele, als die Dicke δ der Fräse, nämlich $ln = \frac{\delta}{\cos \alpha}$.

Fig. 773.



Man würde daher in solchem Falle eine von dem Fräsenquerschnitte wesentlich abweichende Form der Zahnflanken erhalten. Giebt man dagegen der Fräsenaxe die Richtung ik senkrecht zu der zu bildenden Zahnlücke und wählt man für das Profil der Fräse demgemäß die zu dieser Richtung bc ebenfalls senkrechte Durchschnittsgestalt der Zahnlücke, so erhält man richtige Zahnformen unter der Annahme, daß, wie hier angegeben, die Fräse nach der Richtung fg der Axe verschoben und das zu schneidende Rad zu gleicher Zeit entsprechend verdreht wird.

In ähnlicher Art kann man auch die Zähne von Schneckenrädern einschneiden, welche unter dem Neigungswinkel der eingreifenden Schraube ohne Ende gegen die Axe schräg stehen. Indessen erreicht man bei den Schneckenrädern genauere Zähne durch Verwendung einer Fräse, die in ihrer Grundform mit der eingreifenden Schraube ohne Ende übereinstimmt. Denkt man sich die Gewindegänge einer solchen aus Stahl gebildeten Schraube mit den zur Bildung schneidender Kanten dienenden Einschnitten versehen, so werden dieselben das Material aus dem gegen die Fräse gepreßten Radkranze ausschneiden, und man hat nur nöthig, der in ununterbrochene Drehung ver-

setzten Fräse das Rad langsam zu nähern, bis die hinreichende Tiefe der Zahnlücken erreicht ist. Das zu schneidende Rad ist hierbei lose auf seine Axe zu setzen, so daß es durch die schraubenförmigen Gänge der Fräse ebenso in langsame Umdrehung versetzt wird, wie es später von der eingreifenden Schraube ohne Ende geschieht. Eine Vorrichtung zum Eintheilen des Radkranzes ist hierbei gar nicht erforderlich, indem der Abstand der Zähne sich von selbst gleich der Steigung der angewandten Schraubenfräse ergiebt. Es ist zu dem Ende nur nöthig, dem Rade von vornherein einen solchen Durchmesser zu geben, daß diese Steigung eine ganze Anzahl von Malen in dem Umfange enthalten ist, und es ist sicherer, wenn man den Radkranz anfänglich mit einer der Zähnezahl gleichen Anzahl von seichten Einkerbungen versieht, welche in der vorgedachten Art von den schraubenförmigen Gängen der Fräse zu regelmäßigen Zähnen ausgearbeitet werden, sobald man das Rad allmählich der Fräse nähert.

Man hat von einer solchen *schraubenförmigen* Fräse auch Gebrauch gemacht, um die Zahnlücken gewöhnlicher Zahnräder mit geraden, d. h. axial gestellten Zähnen zu schneiden, ohne einer Theilvorrichtung zu bedürfen. Zu dem Ende giebt man der Fräsenaxe eine Neigung gegen die Ebene des zu schneidenden Rades, welche gleich dem Steigungswinkel der Schraubengänge in dem dem Theilkreise zugehörigen Axenabstande ist. In Folge dieser Stellung ist die Richtung dieser Schraubengänge an der Berührungsstelle mit dem Rade senkrecht zu dessen Ebene. Wenn man daher nunmehr die Fräse dem zu schneidenden Rade von vornherein bis zu dem der erforderten Zahntiefe entsprechenden Abstande nähert und die Fräse mit ihrem Schlitten allmählich in der Axenrichtung des Rades an dessen Kranze vorüberführt, so wird der Kranz mit den gewünschten Einschnitten versehen. Auch hierbei arbeitet die Fräse unausgesetzt bis zur Vollendung aller Zähne, die mit einem einzigen Durchgange der Fräse sämmtlich fertig werden, so daß auch hier eine Theilvorrichtung nicht nöthig ist, es vielmehr genügt, den Radkranz an seinem oberen Rande mit der gehörigen Anzahl seichter Einkerbungen zu versehen, die der Fräse zum ersten Angriffe dienen. Eine solche Fräsmaschine findet sich in dem Werke von *Hart* über die Werkzeugmaschinen abgebildet und beschrieben.

Es ist leicht zu ersehen, daß man die Zahnlücken von Kegelrädern niemals durch Fräsen in genau richtiger Form herstellen kann, da die Zahnlücke eines Kegelrades sowohl in Bezug auf die Tiefe wie die Breite sich von der größeren Grundfläche nach der kleineren hin verjüngt, und auch die Krümmung der Zahnflächen in dieser Richtung sich stetig verändert, eine Fräse aber nur einen prismatischen Einschnitt von überall gleicher Weite mit constantem Profil der Seitenflächen erzeugen kann. Wenn man trotzdem Kegelräder zuweilen fräst, so kann dadurch nur die Eintheilung und

angenäherte Form der Zähne hergestellt werden, die einer nachträglichen Bearbeitung mit Feilen bedürfen. Man kann sich hierbei der genauen Form möglichst nähern und die Handarbeit auf ein geringes Maß beschränken, wenn man die Einrichtung so trifft, daß von den beiden Seitenflächen eines Zahnes jede einzeln mittels eines besonderen Durchganges der Fräse hergestellt wird, und man kann sich hierzu mit Vortheil der in Fig. 763 dargestellten Universalfräsmaschine bedienen. Zu dem Ende giebt man dem Dorne b des Theilkopfes dieser Maschine, vergl. Fig. 764, auf welchem das zu schneidende Rad befestigt wird, gegen die wagrechte Bahn des Querprismas, eine Neigung gleich dem halben Winkel an der Spitze desjenigen Kegelmantels ABC, Fig. 774, auf welchem die Zähne aufstehen. Man macht hierfür die Fräse F etwas dünner, als die geringste Breite der Lücke an der kleinen Grundfläche des Kegelrades und stellt die Axe CD des Rades so, daß sie nicht mehr in der Mittelebene der Fräse, sondern in derjenigen Mittelebene gelegen ist, welche etwa in der Mitte m zwischen den durch a und b gelegten Normalebenen liegt. Fräst man dann zunächst alle rechts gelegenen Zahnflächen wie ab und nachher in gleicher Weise nach entsprechender Versetzung der Axe von m nach m_1 alle links gelegenen Flanken $a_1 b_1$, so erhält man Lücken, die sowohl in der Breite wie Tiefe von außen nach innen abnehmen. Allerdings kann die Krümmung der Zahnflächen nur an einer Stelle richtig sein, wie man aus Fig. 775 erkennt, welche einen Zahn vorstellen möge, der außen die Form a

Fig. 774.

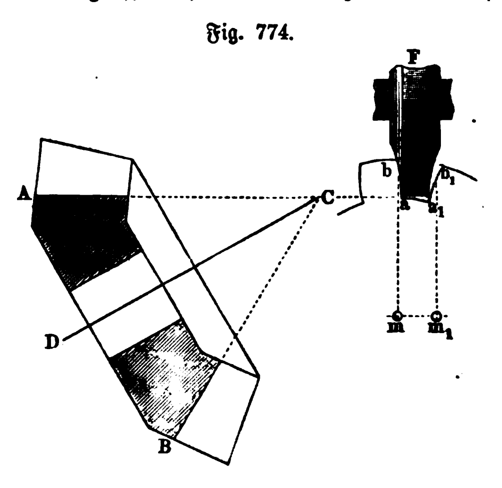
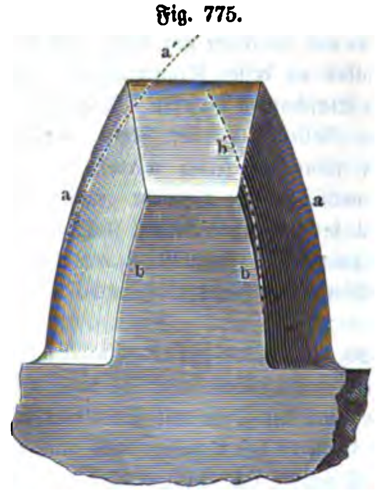


Fig. 775.



und innen diejenige b haben soll. Denkt man sich die Fräse nach der äußeren Form a gebildet, so werden die Zähne innen etwas zu dick werden, etwa wie die punktirte Linie b' angiebt, während eine mit der Innenform b übereinstimmende Fräse Zähne ergiebt, die außen nach Angabe der punktirten Linie a' etwas zu dünn ausfallen. Brown & Sharpe geben an, man solle bei Rädern mit weniger als 30 Zähnen der Fräse die Form der Zähne außen und bei einer größeren Zähnezahl eine Form geben, wie sie dem mittleren Querschnitte zwischen der äußeren und inneren Grundfläche entspricht, und die richtige Form der Zähne nachträglich durch Befeilen der inneren Zahnenden herstellen.

Daß man aus den hier angegebenen Gründen mehrfach Maschinen zum Hobeln der Zähne von Kegelrädern ausgeführt hat, wurde schon früher bei der Besprechung der Hobelmaschinen erwähnt.

Hobel für Holz. Zu den Fräsen gehören auch die Holzhobelmaschinen, indem auch bei diesen rotirende Werkzeuge verwendet werden, die bei schneller Umdrehung vermöge ihrer schneidenden Kanten kleine Späne von dem der Arbeit unterworfenen Holzstücke abschälen. Diese Maschinen unterscheiden sich hiernach wesentlich von den zum Hobeln der Metalle dienenden, bei denen dem Werkzeuge immer eine geradlinige Bewegung mitgetheilt wird, und es stimmt die Wirkung der Holzhobelmaschinen auch nicht mit derjenigen des gewöhnlichen Handhobels überein, der ebenfalls immer geradlinig bewegt wird. Nur in Betreff der Stellung und Form der Schneide ist eine gewisse Uebereinstimmung der bei den Holzhobelmaschinen gebräuchlichen Werkzeuge und der gewöhnlichen Hobeleisen des Tischlers zu bemerken. Der Handhobel, Fig. 776, enthält in dem hölzernen oder eisernen Hobelkasten a als Werkzeug ein unter einem Winkel von 45 bis 60° gegen die gerade Sohle bc geneigtes Hobeleisen d mit einer mehr oder minder breiten, geraden oder gekrümmten Schneide, für welche der Keilwinkel wesentlich kleiner ist als bei den für Metalle dienenden Sticheln, und etwa zwischen 30 und 35° beträgt. Die geringere Widerstandsfähigkeit des zu bearbeitenden Materials gestattet, der Schneide eine derartig scharfe Gestalt zu geben, ohne daß, wie dies bei der Bearbeitung von Metallen der Fall sein würde, ein Ausbrechen zu befürchten wäre. Die hintere Zuschärfungsfläche ist daher bei den angegebenen Winkeln unter

§. 200.

Fig. 776.

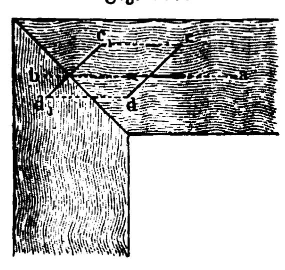


einem Anstellwinkel von etwa 15 bis 25° gegen die Sohle geneigt, wozu man bemerken kann, daß der Anstellwinkel bei Holzhobeln deswegen größer gewählt werden muß, als bei den Sticheln für Metall, weil das Hobeleisen, wenigstens dasjenige der Schropphobel, bei dem Beginne der Spanbildung verhältnißmäßig schnell in das Holz eindringen soll, was nach dem in §. 148 hierüber Gesagten nicht möglich wäre, wenn der Anstellungswinkel nur wie bei den Sticheln 3 bis 4° betragen würde. Wenn die Hand des Arbeiters den Hobel mit einem bestimmten Drucke gegen das Arbeitsstück preßt, so bringt das um eine geringe Größe über die Sohle des Hobels hervorragende Hobeleisen bis zu dem Betrage dieser Hervorragung in das Holz ein, und bei der Verschiebung des Hobels in dem Sinne des Pfeiles wird ein dieser Tiefe des Eindringens entsprechend dicker Span von dem Arbeitsstücke dadurch abgelöst, daß die keilförmige Schneide sich unter den Span zwängt und denselben nach oben hin abhebt, so daß diejenige Zug- oder Spaltfestigkeit zu überwinden ist, die das Holz in der zur Arbeitsfläche *bc* senkrechten Richtung auszuüben vermag. Hierin ist ein wesentlicher Unterschied der Spanbildung bei Holz und Metallen zu erkennen, da bei den letzteren, wie in §. 148 näher angegeben worden, vornehmlich die Scherfestigkeit zu überwinden ist. Nur bei sehr hartem Holze wird vermöge einer steileren Stellung des Hobeleisens eine hauptsächlich abscherende Wirkung desselben, ähnlich wie bei dem Hobeln der Metalle, erzielt.

Ein wesentlicher Unterschied in der Bearbeitung von Holz und Metall ist ferner dadurch gegeben, daß bei dem ersteren wegen der Faserstructur die Widerstandsfähigkeit nach verschiedenen Richtungen verschieden ist, während bei den Metallen eine solche Verschiedenheit entweder gar nicht oder bei gewissen gewalzten Erzeugnissen doch nur in einem für die Bearbeitung ganz unmerklichen Grade vorhanden ist. Bei dem Hobeln des Holzes aus freier Hand achtet man immer darauf, daß die Bewegung des Hobels möglichst mit der Richtung des Fasernlaufes übereinstimme, da nur hierbei die gewünschte glatte Arbeitsfläche erreichbar ist und das Hobeln den geringsten Kraftaufwand erfordert. Wenn dagegen das Hobeleisen in einer zum Fasernlaufe senkrechten Richtung fortgeschoben wird, so erhält man eine mehr oder weniger rauhe Arbeitsfläche deshalb, weil jede einzelne Faser von der Schneide in deren ganzer Länge angegriffen wird, in Folge wovon mehr ein Abreißen als Spalten eintritt. Dagegen wird bei dem Hobeln nach der Längsrichtung der Fasern jede einzelne derselben immer nur in einer schmalen, dem geringen Querschnitte der Fasern entsprechenden Breite ergriffen, so daß jene vorstehend gedachte abspaltende Wirkung möglich ist. Wenn man daher vielfach Hobel anwendet, deren Schneide *cd*, Fig. 777, schräg gegen die Bewegungsrichtung *ab* gestellt ist, so geschieht dies hauptsächlich, um auch soche Gegenstände hinreichend glatt bearbeiten zu können, bei denen

die Fasern an verschiedenen Stellen abweichende Richtung zeigen, wie dies beispielsweise bei der in der Figur gezeichneten rahmenartigen Verbindung der Fall ist, wo in der Ecke zwei Hölzer mit rechtwinkelig sich kreuzenden Fasern zusammenstoßen. Durch die schräge Stellung des Eisens verhindert man, daß die Schneide an einer Stelle mit der Faserrichtung zusammenfällt, und man erzielt gleichzeitig durch die gegen die Bewegungsrichtung des Hobels geneigte Stellung die Vortheile des gezogenen Schnittes, worüber auf die in §. 54 angeführten Bemerkungen verwiesen werden mag. Auch für krumm und unregelmäßig gewachsene Hölzer werden derartig schräg gestellte Hobeleisen mit Vortheil verwendet.

Fig. 777.



Wenn die Fasern, die nur in den seltensten Fällen einen ganz geraden, vielmehr meistens einen mehr oder weniger gekrümmten und gewundenen Verlauf zeigen, an einer Stelle aus der Arbeitsfläche heraustreten, wie in Fig. 778 angedeutet ist, so findet an dieser Stelle gar leicht ein Ausreißen der Fasern statt, so daß die hergestellte Fläche rauh und unansehnlich ausfällt. Insbesondere tritt dieser Uebelstand ein, wenn der Hobel an der betrachteten Stelle in der Richtung von *a* nach *b* bewegt wird, während die entgegengesetzte Bewegung von *b* nach *a* den gedachten Uebelstand vermeiden läßt, weshalb der Holzarbeiter, so weit möglich, immer die Regel befolgt, nicht **gegen** das Holz, wie man sagt, in der Richtung *ab*, sondern **mit dem** Holze in der Richtung *ba* zu hobeln. Der Grund, warum bei dem Arbeiten in der Richtung *ab* der gedachte Uebelstand sich einstellt, ist unschwer zu erkennen. Stellt *cd* einen Span von einer gewissen, nicht zu geringen Stärke vor, der sich auf der oberen Fläche des Hobeleisens *f* aus dem Hobel herausschiebt, so wird gegen die untere Fläche dieses Spanes von dem schnell nach vorn bewegten Hobeleisen ein bestimmter Druck nach oben hin ausgeübt, wodurch dem Span das Bestreben ertheilt wird, nach der Richtung der Faser *ce* hin, nach welcher der Zusammenhang des Holzes verhältnißmäßig gering ist, einzureißen und dann abzubrechen, so daß sich hierdurch die Rauhigkeit der Arbeitsfläche erklärt. Es ist ersichtlich, daß die Tiefe dieses Einreißens im Allgemeinen um so größer sein wird, je steifer und starrer der betrachtete Span ist und je mehr derselbe also in gewissem Sinne die

Fig. 778.

Wirkung eines Hebels ausüben kann. Ebenso erkennt man aus der Figur, warum der gedachte Uebelstand nicht zu befürchten ist bei einer Bewegung des Hobeleisens nach der entgegengesetzten Richtung von b nach a.

Da es nun nicht immer angängig ist, den Hobel in der gedachten Richtung mit den Fasern zu führen, besonders nicht bei krumm gewachsenen Hölzern, wo oftmals einzelne Fasern an beiden Enden nach entgegengesetzten Richtungen aus der Arbeitsfläche austreten, so wendet man auch vielfach ein anderes Mittel zur Vermeidung des Einreißens an, darin bestehend, daß man den entstehenden Span unmittelbar nach seiner Ablösung von dem Arbeitsstücke umknickt, so daß die vorstehend gedachte hebelartige Wirkung nicht stattfinden kann. Man erreicht diesen Zweck in sehr einfacher Weise durch Anbringung einer besonderen Deckplatte cd, Fig. 779, auf der oberen Fläche des Hobeleisens ab. Diese mit dem Hobeleisen durch eine Schraube f verbundene Decke reicht mit ihrem unteren abgerundeten Ende e nahezu bis an die Schneide, hinter welcher sie nur etwa um die Dicke des Spanes zurücksteht. In Folge dieser Anordnung trifft der abgelöste Span unmittelbar nach seiner Bildung gegen den gekrümmten Theil de der Decke, wodurch er in vielen dicht neben einander gelegenen Punkten eingeknickt wird, so daß er in der bekannten lockenförmigen Gestalt aus dem Hobel nach oben heraustritt. Man verwendet diese sogenannten Doppeleisen immer, wenn es auf besondere Schönheit und Glätte der zu hobelnden Flächen ankommt, während bei dem Arbeiten aus dem Rohen, dem sogenannten Schroppen, in der Regel die einfachen Hobeleisen, d. h. solche ohne derartige Deckplatten, verwendet werden.

Fig. 779.

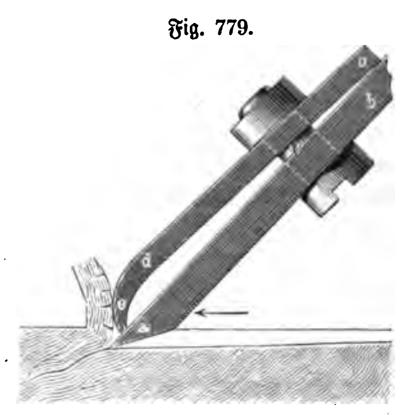
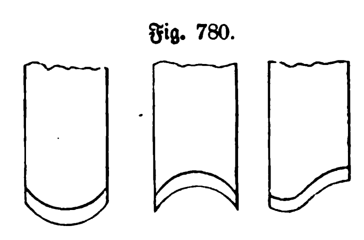


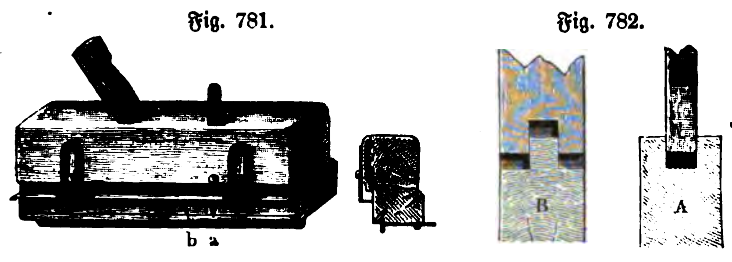
Fig. 780.



Zur Herstellung irgendwie gekrümmter oder geschweifter Profilleisten, wie sie namentlich zur Herstellung von Gesimsen gebraucht werden, giebt man den Hobeleisen die entsprechenden Formen, von denen einige in Fig. 780 dargestellt sind, und man hat dafür natürlich auch der Sohle des Hobels das zugehörige Querprofil zu geben. Eine weitere Besprechung der ver-

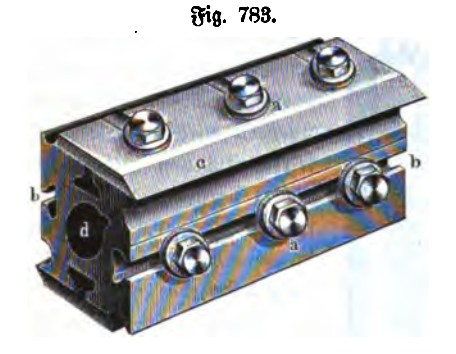
schiedenen, zu ganz besonderen Zwecken dienenden Hobel kann hier unterbleiben, und es mag nur bemerkt werden, daß man in gewissen Fällen, namentlich bei der Herstellung von Falzen, Ansätzen und Nuthen dem eigentlichen Hobeleisen ein Vorschneidmesser vorangehen läßt, dessen Schneide in die Richtung der Bewegung gestellt ist, so daß es in dem Holze nur einen bis zu bestimmter Tiefe reichenden Einschnitt erzeugt, während das Hobeleisen die Späne bis zu diesem Einschnitte abhebt. In Fig. 781

Fig. 781. Fig. 782.



stellt *a* dieses Vorschneidmesser und *b* das Hobeleisen für einen Falzhobel vor, welcher dazu dient, an der geraden Kante eines Holzstückes einen Ansatz oder Falz herzustellen. Solche Vorschneider sind unerläßlich, wenn der Hobel senkrecht zu den Fasern über dieselben geführt werden muß, in welchem Falle das Vorschneidmesser die Fasern quer zu durchschneiden hat, weil ohne dasselbe die Fasern an der Seite abgerissen werden müßten, womit eine glatte Seitenfläche nicht zu erreichen wäre. Dagegen bleiben die Vorschneider in der Regel bei den Hobeln fort, welche nach Fig 782 zur Herstellung von Nuthen (*A*), und den in diese passenden Federn (*B*) gebraucht werden, da hierbei der Hobel gewöhnlich nach dem Faserlaufe arbeitet.

Fig. 783.



Die zum Ersatze der Handarbeit dienenden Holzhobelmaschinen arbeiten immer mit einem Messerkopfe, d. h. einem auf eine schnell umlaufende Axe oder Welle gesetzten Werkzeuge von meist vierseitig prismatischer Form, auf dessen Seitenflächen Messer befestigt werden, die in Beziehung auf die Form und Neigung der Schneiden im wesentlichen mit den vorbesprochenen Hobeleisen der Handhobel übereinstimmen. Diese Messer, deren man meistens zwei bis vier, nur ausnahmsweise eins anwendet, haben bei den Bretthobel-

maschinen eine über die ganze Breite der zu bearbeitenden Bretter reichende Länge, während sie für andere Zwecke, so z. B. zum Ebenen der Brettkanten, nur entsprechend geringe Breite erhalten.

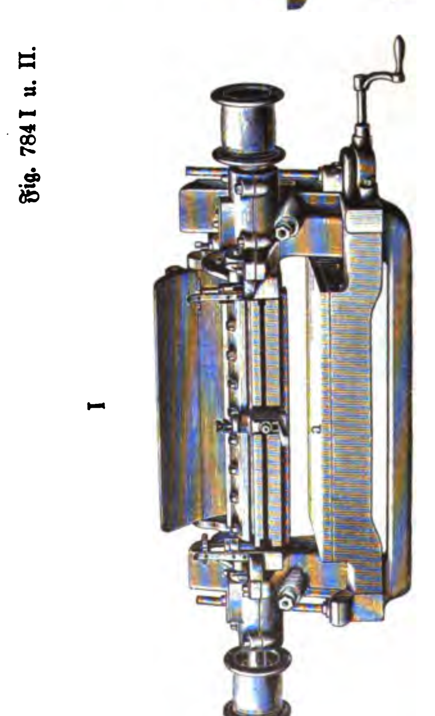


Fig. 784 I u. II.

Ein gewöhnlicher Messerkopf[1]) für Holzhobelmaschinen ist in Fig. 783 (a. v. S.) abgebildet, woraus ersichtlich ist, wie auf jeder der vier Seitenflächen durch Schrauben *a*, deren Köpfe in den Nuthen *b* ihren Halt finden, ein Messer *c* befestigt werden kann, das zur Aufnahme der Schrauben mit entsprechenden Schlitzen versehen ist. Die Befestigung dieses Kopfes mittels der cylindrischen Bohrung *d* und durch einen Keil oder eine Feder auf der Messerwelle ist leicht verständlich.

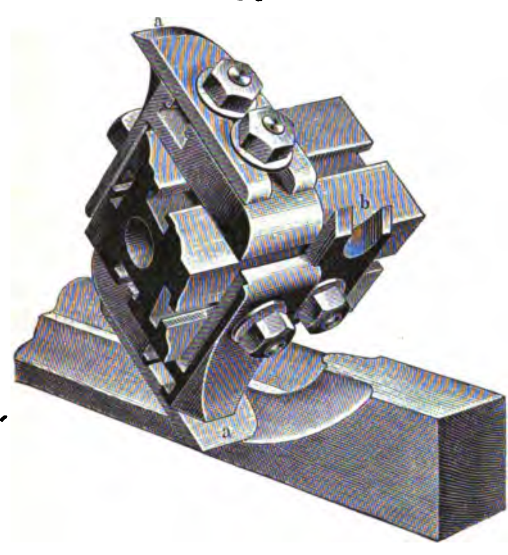
Die Figur 784 II zeigt den Querschnitt eines solchen Messerkopfes der Woods Machine Co. in Boston, woraus auch die Wirkungsart erkenntlich ist. Den im Sinne des Pfeiles mit großer Geschwindigkeit umlaufenden Messern wird das Holz in derselben Richtung entgegengeführt, wie es vorstehend für die Metallfräsmaschinen als zweckmäßig erkannt wurde, und zwar ruht das Holz dabei auf einer unterhalb der Messer angebrachten Platte, die in Fig. 784 I mit *a* bezeichnet ist. Unmittelbar vor dem Angriffspunkte *b* der Messer wird das Holz durch einen belasteten Arm *c* fest niedergehalten, welcher

---

[1]) Maschinenfabrik von Ernst Kirchner & Co., Leipzig.

den Unebenheiten des Holzes entsprechend nachgiebig ist, da er um Zapfen *d* drehbar an den festen Lagern der Messertrommel aufgehängt ist. Hinterhalb der Messertrommel kann eine Platte *e* durch Schrauben *f* senkrecht verstellt und gegen die bearbeitete Fläche des Holzes gepreßt werden. Die gebildeten Späne treten an der gekrümmten Fläche *g* empor und können oberhalb zweckmäßig von der Saugmündung eines Ventilators aufgenommen werden, der ihre Entfernung besorgt. Die hier dargestellte Messertrommel wird zu beiden Seiten durch zwei Riemen angetrieben, eine Anordnung, die nicht immer gefunden wird; häufig bedient man sich eines einzigen Riemens zur Umdrehung der Messertrommel.

Fig. 785.



Zur Herstellung von breiteren Gesimsleisten besetzt man häufig die verschiedenen Flächen des prismatischen Messerkopfes mit Messern, von denen jedes nur einem Theile des herzustellenden Profiles entspricht, wie dies aus Fig. 785 ersichtlich ist, wo von den angewandten vier Messern zwei gegenüberliegende *a* die Hohlkehle herstellen, während zwei andere Messer *b* dem Stäbchen entsprechend angebracht sind.

Fig. 786.



Die Einrichtung eines Messerkopfes zum Nuthen ist aus Fig. 786 ersichtlich, aus der man die beiden diametral gegenüberstehenden Nuthmesser *a* erkennt, und wo vor jedem dieser Messer zu beiden Seiten die Vorschneider *b* angebracht sind, die mit ihren scharfen Zähnen das Holz ritzen, um, wie vorstehend angegeben wurde, glatte Seitenränder der erzeugten Nuthen zu erhalten.

Bei manchen Fräsmaschinen zur Herstellung gekehlter und geschweifter Arbeiten wendet man auch wohl nur ein einziges gehörig profilirtes Messer

an, das einfach in einen Schlitz der Messerwelle eingesetzt und darin durch einen Keil oder eine Schraube befestigt wird. Zweckmäßiger ist aber auch in diesen Fällen die Anwendung eines besonderen Fräskopfes, etwa nach Art der Fig. 787, worin zwei übereinstimmend geformte Messer diametral gegenüber befestigt sind, weil bei dieser Ausführungsart eine genaue Ausgleichung des Gewichtes besser möglich ist, als bei der gedachten Anbringung nur eines Messers. Für den ruhigen Gang der Maschine ist es nämlich von hervorragender Bedeutung, daß der Schwerpunkt der Messerwelle genau in deren geometrischer Axe liegt, daß also nirgendwo einseitig Massen angebracht sind, deren Gewichte nicht durch andere Massen ausgeglichen sind. Ohne diese Bedingung würden, vermöge der durch die große Umdrehungsgeschwindigkeit hervorgerufenen Fliehkräfte solcher einseitigen Massen die schädlichsten Wirkungen auf die Lager der Welle und die ganze Maschine hervorgerufen werden, in Folge deren nicht nur ein schneller Verschleiß der einzelnen Theile, sondern auch ein unruhiger, lärmender Gang sich einstellen müßte. Bei der Anwendung von zwei Messern hat man außerdem noch die Möglichkeit, das eine Messer zum Vorschneiden oder Schroppen durch Entnahme eines kräftigen Spans zu benutzen, während das andere in der Bewegungsrichtung folgende durch Abschälen eines nur feinen Spänchens die Arbeitsfläche schlichtet oder glättet.

Fig. 787.

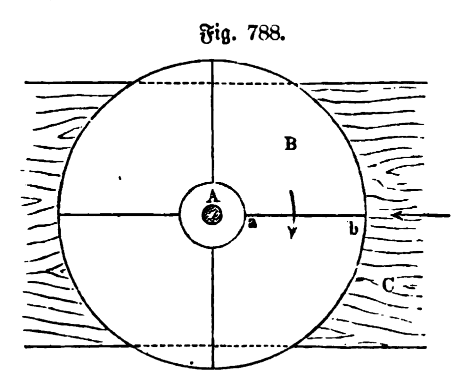


Während die in den Figuren 783 u. 784 besprochenen Messerköpfe, wie sie zur Herstellung von ebenen Flächen dienen, in ihrer Einrichtung und Wirkungsweise den in §. 195 besprochenen Mantelfräsen entsprechen, bei denen die schneidenden Kanten im Umfange eines Cylindermantels gelegen sind, hat man bei gewissen Holzhobelmaschinen auch Messerköpfe zur Verwendung gebracht, die den Stirnfräsen zu vergleichen sind, insofern nämlich die schneidenden Kanten in einer zur Axe der Messerwelle senkrechten Ebene liegen, so daß also die Messerwelle selbst zu der hergestellten ebenen Arbeitsfläche auch senkrecht steht, während bei den vorher besprochenen walzenförmigen Messerköpfen die Axe parallel zu der gehobelten Ebene ist.

Stellt A in Fig. 788 diese Axe der Messerscheibe B vor, die mit mehreren geraden, zur Axe senkrechten Schneiden wie ab ausgestattet sein möge, und denkt man sich ein Brett oder sonstiges Holzstück C in der Richtung des Pfeiles unter diesen Messern entlang geführt, so erkennt man leicht, daß bei dieser Anordnung die Messer an keiner Stelle parallel mit den Fasern arbeiten, wie dies bei der Anwendung eines walzenförmigen Messerkopfes, Fig. 783, überall stattfindet. Es wird vielmehr jeder Punkt des Messers bei seiner Bewegung in dem Kreise um A in der Geraden ab genau senkrecht und in allen anderen Punkten geneigt gegen die Fasernrichtung arbeiten.

Auch ist ersichtlich, daß bei der gedachten Anordnung jedes Messer nur mit seinem äußersten Punkte *b* zur Wirkung kommen kann, aus welchem Grunde man bei derartigen Hobelmaschinen auch wohl anstatt der breiten Hobeleisen nur spitze oder abgerundete Stichel zur Verwendung gebracht hat. Wegen dieser hier gedachten Wirkungsweise werden sich Hobelmaschinen dieser Art weniger zur Herstellung besonders glatter und schöner Flächen als vielmehr nur zum eigentlichen Abrichten eignen, d. h. zur Herstellung von Arbeitsflächen, bei denen es weniger auf die Schönheit als die richtige ebene Beschaffenheit ankommt. Insbesondere hat man solche Messerscheiben für harte Hölzer in Anwendung gebracht.

Fig. 788.



Auch zum Abrichten kürzerer Holzstücke hat man sich der Maschinen mit Messerscheiben der letztgedachten Art bedient, nur werden dabei die Arbeitsstücke nicht, wie bei längeren Hölzern, senkrecht zur Axe an der Scheibe entlang geführt, sondern man drückt sie in der Richtung der Axe gegen die ebene Messerscheibe an, in welchem Falle natürlich die einzelnen Messer als lange gerade Klingen ausgeführt werden müssen, die sich in radialer oder gegen den Radius geneigter Richtung möglichst bis nach der Mitte zu erstrecken haben.

Nach diesen allgemeinen Bemerkungen über die Einrichtung und Wirkungsweise der Messerköpfe möge nun die Besprechung einiger Maschinen folgen, die als Grundformen für die Holzhobelmaschinen angesehen werden können.

Holzhobelmaschinen. Eine einfache Hobelmaschine, wie sie zum Abrichten kleinerer Holzstücke aus freier Hand gebraucht wird, zeigt Fig. 789[1]) (a. f. S.). Man erkennt hieraus in *a* die Axe des prismatischen Messerkopfes, über welchem sich zu beiden Seiten die Tische *b* und *c* befinden, die sich bis zu einem geringen Zwischenraume nähern, genügend, um die Wirkung der Messer gegen die Unterfläche des auf der Tischplatte befindlichen Holzes zu ermöglichen. Die Tische können höher und tiefer gestellt werden durch Schrauben *d*, durch welche eine Verschiebung der Tischplatten in den beiden schrägen Prismenführungen *e* zu erzielen ist. Diese Anordnung einer Verschiebung in geneigten Richtungen ist deshalb gewählt, (§. 201.)

[1]) Sächsische Stickmaschinenfabrik in Kappel-Chemnitz.

um bei verschiedenen Höhenstellungen der Tische deren Kanten immer möglichst nahe der Messerwalze zu erhalten. Bei dem Abrichten oder Ebnen der Hölzer wird die hintere Tischplatte *c* in gleiche Höhe mit dem höchsten Punkte des von den Messerschneiden durchlaufenen Kreises gestellt, während man den vorderen Tisch *b* entsprechend der Stärke des abzuhobelnden Spanes zu senken hat. Das zu bearbeitende Holz wird von dem Arbeiter aus freier Hand auf den Tisch niedergedrückt und über der Messerwalze verschoben, wobei der über der letzteren angebrachte Bügel *f* als Sicherheitsvorrichtung dient, um die Hand vor Verletzungen zu schützen. Das feste Lineal *g* dient

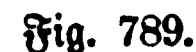


Fig. 789.



dabei als Anschlag zur sicheren Führung für das Holz; wenn erforderlich, kann dieses Lineal nach der Breite verstellt, und ihm auch eine Neigung bis zu 45° gegen die Ebene des Tisches gegeben werden. Die abgetrennten Späne treten durch die Oeffnung *h* heraus. Eine Maschine dieser Art, welche für Breiten bis zu 0,450 m eingerichtet ist, bedarf nach unserer Quelle 1,5 Pferdekraft, wenn die Messerwelle in der Minute 4000 Umdrehungen macht.

In welcher Weise man mittels einer Messerscheibe den gleichen Zweck des Abrichtens kürzerer Hölzer erreichen kann, macht Fig. 790 deutlich, welche

eine Maschine zum Abrichten und Fügen der Hölzer darstellt, aus denen die Böden von Fässern zusammengesetzt werden. Hier trägt die auf der wagrechten Axe A befestigte Scheibe B zweierlei radial gestellte Messer, von denen die inneren b zum Abrichten und die äußeren a zum Fügen, d. h. zum Abhobeln der schmalen Brettseiten benutzt werden. Hierbei dient der feste Anschlag c dem Brett als Gegenlager. Es ist ersichtlich, daß diese Maschine nur für kürzere Holzstücke brauchbar sein wird, und daß der mittlere Theil der Messerscheibe nicht zur Wirkung kommt.

Bei dem Hobeln längerer Stücke ist es nicht mehr angängig, dieselben aus freier Hand festzuhalten und zu verschieben, sondern beides muß durch besondere Vorrichtungen erzielt werden. Es sind hierzu hauptsächlich zwei verschiedene Anordnungen gebräuchlich. Die eine bezweckt die Befestigung des Arbeitsstückes auf einem Tische, der in ähnlicher Art wie bei den Metallhobelmaschinen in prismatischen Führungen eines hinreichend langen Gestelles durch eine Zahnstange verschoben wird. Diese Einrichtung wird meistens bei der Verwendung einer Messerscheibe gewählt, die, auf dem unteren Ende einer senkrechten, über dem Arbeitsstücke gelagerten Welle sitzend, die obere Fläche des Holzes bearbeitet. Bei der anderen Anordnung wird das Arbeitsstück, für welches, wie bei Brettern und Balken, eine prismatische Form vorauszusetzen ist, zwischen Walzen geführt, die fest gegen das zwischen ihnen befindliche Holz gepreßt werden und dasselbe durch ihre langsame Umdrehung dem Messerkopfe zuführen. Derartige Hobelmaschinen führt man vielfach mit mehreren Messerköpfen aus, so daß das betreffende Brett gleichzeitig auf allen vier Langseiten bearbeitet und nach Befinden auf den schmalen Flächen zugleich mit Nuthen oder Federn versehen werden kann.

Fig. 790.



Eine Maschine mit wagrechter Messerscheibe und Tischführung des Holzes aus der Sächsischen Stickmaschinenfabrik in Kappel bei Chemnitz zeigt die

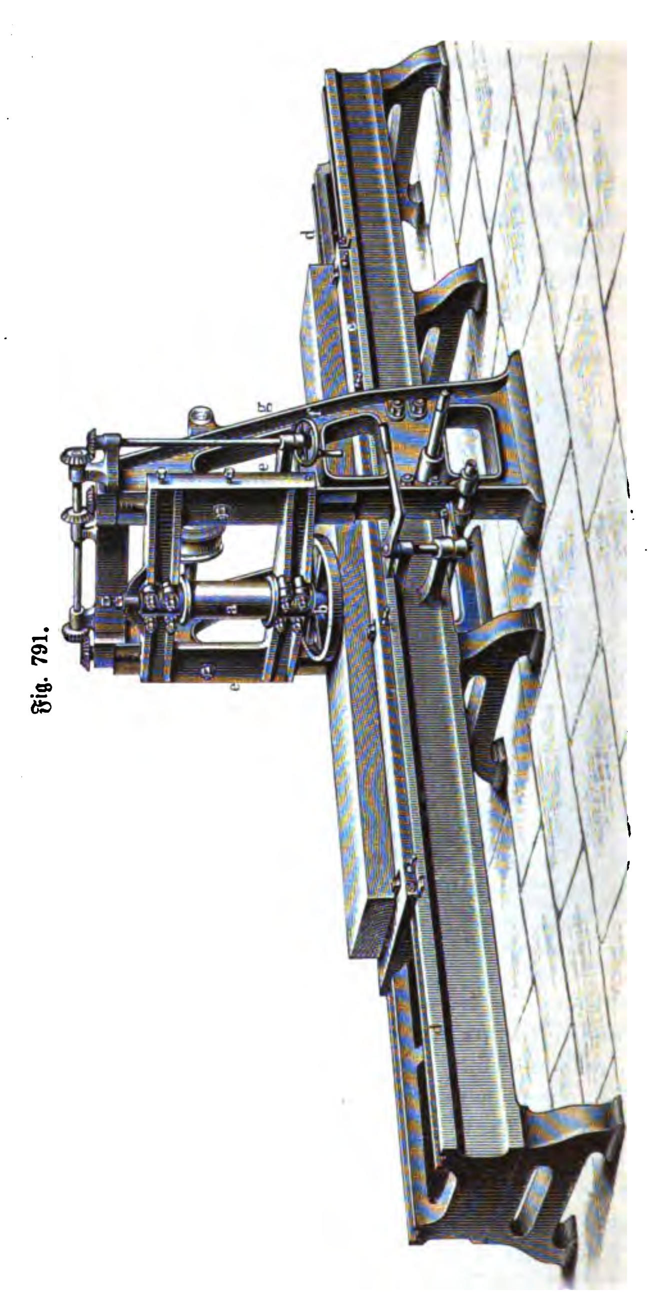


Fig. 791.

Fig. 791. Die Messer ragen aus der unteren Fläche der auf der senkrechten Spindel *a* befestigten Scheibe *b* hervor, die durch einen auf *a* geführten halbgeschränkten Riemen schnell umgedreht wird, während das zu hobelnde Holz auf der Tischplatte *c* durch geeignete Spannvorrichtungen befestigt ist. Wenn diese in den prismatischen Führungen des Bettes *d* geleitete Tischplatte in der von den Metallhobelmaschinen her bekannten, in der Figur nicht näher erläuterten Art langsam verschoben wird, so wird durch die Messer oder stichelförmigen Schneiden der Scheibe *b* die obere Fläche des Holzes in der schon oben besprochenen Weise abgerichtet. Die Messerwelle findet hierbei ihre Lager in einem Rahmen *e*, der an den senkrechten Führungsbahnen des Gestelles *g* vermittelst der beiderseits angebrachten Schraubenspindeln durch Umdrehung des Handrades *f* sehr genau verstellt werden kann, so daß man hierdurch nicht nur die Stärke des abzunehmenden Spanes in der Hand hat, sondern auch den jeweiligen Dicken verschiedener Hölzer entsprechend die Stellung der Messerscheibe bestimmen kann.

In Fig. 792 a und b (a. f. S.), welche dem Werke von Hart über die Werkzeugmaschinen entnommen ist, findet sich die wesentliche Einrichtung einer Maschine mit einem Messerkopfe und Zuführung des Arbeitsstückes durch Walzen dargestellt. Der prismatische Messerkopf *a* ist auf dem freien Ende der Welle *b* angebracht, die in festen Lagern des Gestelles unterstützt ist und von der Vorgelegswelle durch den auf *d* geführten Riemen angetrieben wird. Zur Aufnahme des Holzes dient der Tisch *e*, der an senkrechten Führungen *f* des Gestelles mittels einer Schraube *g* in bekannter Weise gehoben und gesenkt werden kann, wie es der Dicke des Arbeitsstückes und des abzuschälenden Spanes entspricht. In dieser Tischplatte sind zwei glatte Walzen *h* fest gelagert, die nur wenig über die Tischfläche nach oben hervorragen, während die darüber angeordneten geriffelten Zuführungswalzen *k* so angeordnet sind, daß sie in dem Maße nachgeben können, wie es durch die Unebenheiten der Holzoberfläche geboten ist. Diese Walzen, welche durch das an dem Hebel *i* wirkende Gewicht *p* mit starker Pressung auf das darunter befindliche Holz gedrückt werden, empfangen eine langsame Umdrehung in demselben Sinne, so daß sie das Holz dem Messerkopfe zuführen. Diese Vorschiebebewegung wird von der Vorgelegswelle durch den auf die Scheibe *l* laufenden Riemen abgeleitet, so daß zunächst die Zwischenaxe *m* umgedreht wird, die mittels der Frictionsscheibe *n* die ebene Scheibe *o* bewegt, von der aus weiter durch einen Riemen die darüber liegende Axe o_1 umgedreht wird. Diese letztere endlich dreht mit einem Wurme das Schneckenrad *r* um, dessen Axe weiter durch Zahnräder das kleine Getriebe *q* zwischen den beiden Walzen bewegt. Da dieses Getriebe in zwei gleich große, auf den Axen der Zuführungswalzen *k* befindliche Zahnräder q_1 und q_2 eingreift, so drehen sich die beiden Walzen mit gleicher Geschwindig-

Fig. 792 a.

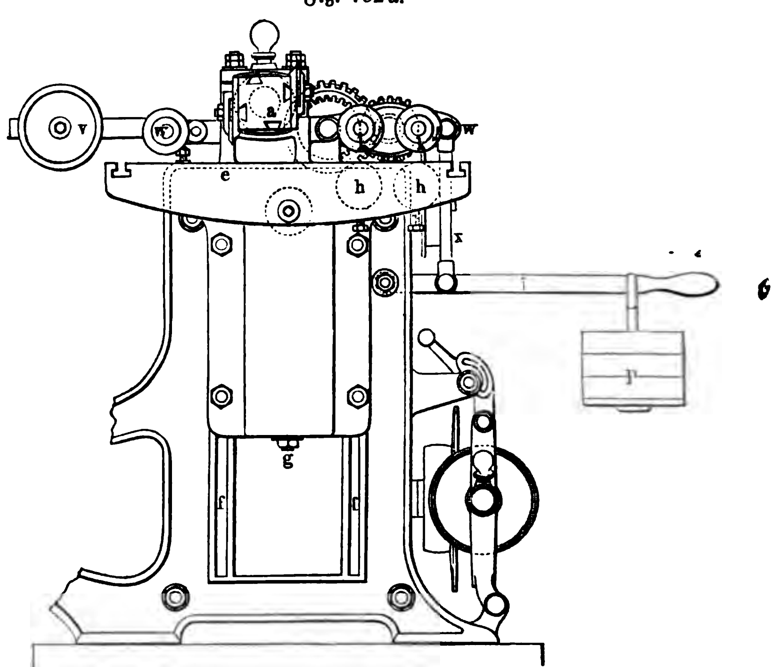
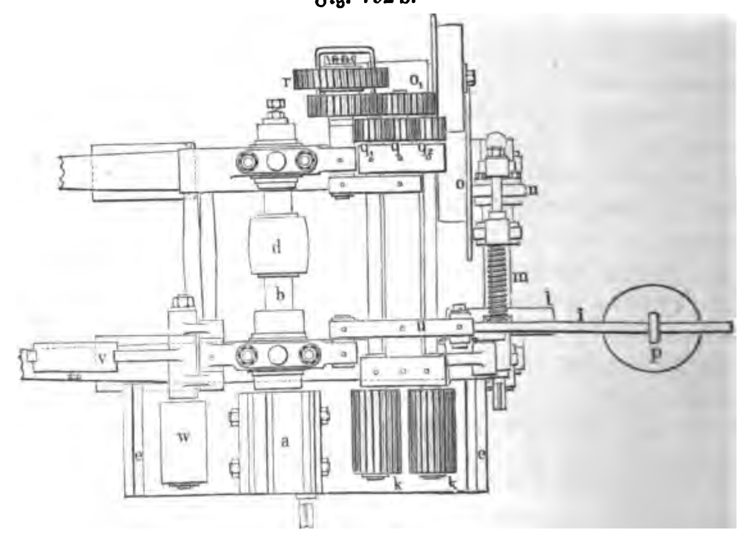


Fig. 792 b.



keit und in dem nämlichen Sinne um, wie es für die Zuführung erforderlich ist. Die erwähnte Beweglichkeit der Zuführungswalzen *k* ist dadurch gewahrt, daß die Axen dieser Walzen durch Lager unterstützt werden, die um die Axe des Zwischenrades *q* drehbar sind, so daß jede Walze bei dem Ausweichen nach oben oder unten sich concentrisch um die mittlere Axe des Zwischenrades *q* bewegt, also der Eingriff ihres Zahnrades mit *q* nicht gestört wird. Die Wirkung des Belastungsgewichtes *p* dagegen wird durch das Zugstängelchen *x* und den Hebel *u* auf die Axe des Zwischenrades *q* übertragen, von welcher aus sie sich zu gleichen Beträgen auf die beiden Zuführungswalzen *k* vertheilt. Das unter dem Messerkopfe *a* hervortretende Holz wird von einer mit dem Gewichtshebel *v* belasteten Rolle *w* niedergehalten, um es am Erzittern zu verhindern.

Für die vorstehende, in der Maschinenfabrik von Gschwindt & Zimmermann in Karlsruhe gebaute Maschine giebt die oben angeführte Quelle eine Umdrehungszahl des Messerkopfes von etwa 2300 an, was bei einem Durchmesser des von den Messerkanten durchlaufenen Kreises gleich 0,19 m einer Geschwindigkeit von etwa 23 m in der Secunde entspricht. Die Vorschiebegeschwindigkeit läßt sich vermöge der Verschiebung der kleinen Frictionsscheibe *n* an der größeren *o* innerhalb der Grenzen von 1,16 und 3,48 m in der Minute veränderlich machen, entsprechend der Dicke des Spanes und dem Widerstande des Holzes.

Die Einrichtung einer Hobelmaschine für Bretter zum gleichzeitigen Behobeln aller vier Langseiten aus der Maschinenfabrik von Gebr. Schmaltz in Offenbach[1]) ist aus Fig. 793 a und b (a. f. S.) zu erkennen. Zur Bearbeitung sind vier Messerwalzen vorhanden, von denen die beiden wagrechten *a* und a_1 die untere und obere Fläche des auf dem Tische *b* zugeführten Brettes hobeln, während zwei senkrechte Axen *c* und c_1 mit schmalen Messerköpfen zur Bearbeitung der Brettkanten versehen sind. Während die untere Walze *a*, welcher das von den Zuführungswalzen zugeführte Brett zuerst zugeht, fest in dem Gestelle gelagert ist, läßt sich die obere Walze a_1 in den für die beiderseitigen Lager angebrachten Führungen *f* durch Schraubenspindeln in der bekannten Weise verstellen, entsprechend den verschiedenen Dicken der Bretter und der Stärke des Spanes. Diese Führungen sind deshalb schräg angeordnet, um die Entfernung der Messerwalze von der Axe *e* des antreibenden Vorgeleges durch die Verstellung möglichst wenig zu verändern und daher in allen Stellungen mit demselben Betriebsriemen den Betrieb zu ermöglichen.

Von den beiden senkrechten Messerwellen ist die eine *c* ebenfalls fest gelagert, während die andere c_1 der verschiedenen Breite der zu hobelnden

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau.

Bretter wegen sich durch eine Schraube in der zugehörigen Prismenführung, wagrecht verschieben läßt. Um hierbei den Betrieb immer zu ermöglichen, ist die Vorgelegswelle für diese Messerwelle mit einer hinreichend langen Trommel e_1 ausgerüstet, von der ein halbgeschränkter Riemen auf die Scheibe c_2 der Messerwelle c_1 läuft.

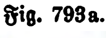


Fig. 793a.

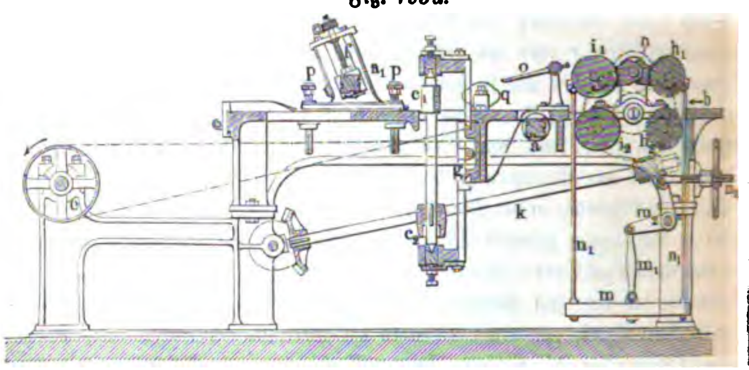
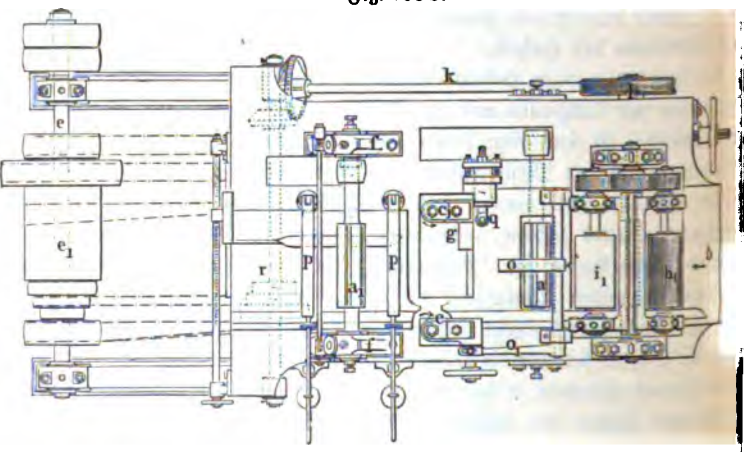


Fig. 793b.



Zur Zuführung des Brettes dienen die vier Walzen h_1 h_2 i_1 und i_2 gleicher Größe, von denen die beiden ersten h_1 und h_2 geriffelt, die hinteren i_1 und i_2 dagegen glatt gehalten sind, und welche sämmtlich durch Zahnräder angetrieben werden. Man erkennt aus der Figur die Bewegung der zwischen den beiden Unterwalzen gelagerten Welle l durch ein Schneckenrad, in das ein auf der schrägen Welle k befindlicher Wurm eingreift, sowie die Umdrehung der Unterwalzen in gleichem Sinne und mit gleicher Geschwindig-

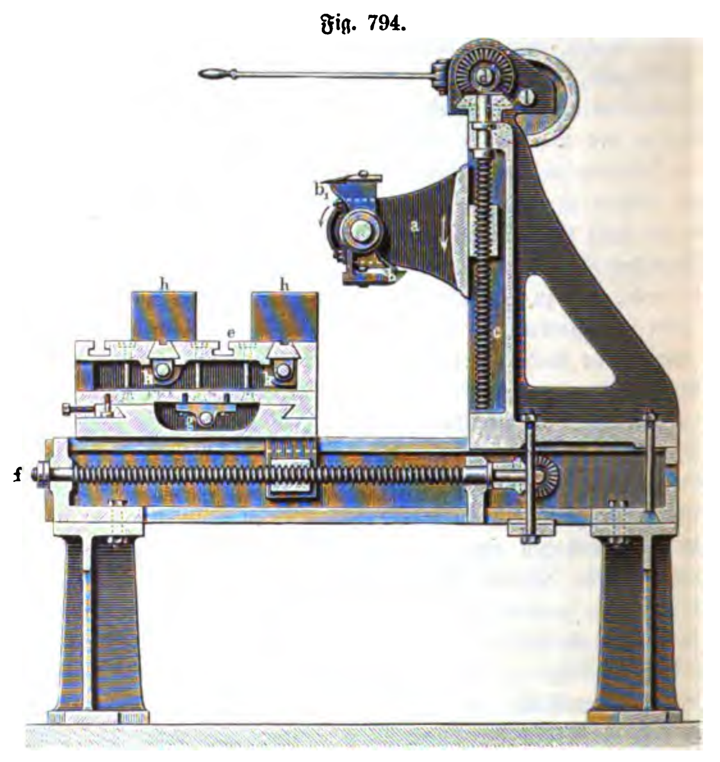
keit durch den Eingriff des auf l befindlichen Zahnrades in die Zahnräder der unteren Walzen. Die beiden oberen Walzen h_1 und i_1 dagegen erhalten in gleicher Art ihre Umdrehung von einem anderen Zahngetriebe, das von l nach entgegengesetzter Richtung umgetrieben wird. Die Belastung der Oberwalzen wird hier durch die Gewichte erzielt, welche auf die Platte m gelegt werden, die mit vier Zugstangen n_1 an den Enden von vier Hebeln angreift, die um die Axe n drehbar sind, und auf denen die Lager der oberen Druckwalzen i_1 und h_1 angebracht sind. Es ist hiernach deutlich, wie die oberen Walzen, den Unebenheiten des rohen Brettes entsprechend, nach oben hin ausweichen können, ohne daß dadurch der Antrieb der Walzen gestört würde. Die Aufhängung der belasteten Platte m durch Zugstangen m_1 dient nur dazu, ein Herabfallen der belasteten Oberwalzen auf die unteren nach dem Durchgange des Brettes zu verhindern und mittels des Winkelhebels m_2 und der Schraube m_3 das Belastungsgewicht bei dem Einlegen eines Brettes bequem anheben zu können.

Um das Holz möglichst an einem Erzittern zu verhindern, dient ein auf die Mitte des Holzes drückender Hebel o, der an o_1 fest niedergeschraubt werden kann, und zu gleichem Zwecke sind vor und hinter der Walze a_1 zwei Hebel p angeordnet, die durch seitlich niederhängende Gewichte fest gegen das unter ihnen hindurchtretende Brett gedrückt werden. Eine mit dem verschieblichen Lagerrahmen der senkrechten Messerwelle c_1 verbundene Druckrolle q dient der einen Brettkante zur Führung, während die andere Kante an einem auf dem Tische angebrachten Lineal geführt wird. Man hat bei neueren amerikanischen Holzhobelmaschinen dieser Art auch wohl noch unmittelbar hinter der unteren Messerwalze a einen Putzapparat angebracht, welcher im wesentlichen aus einem oder mehreren in der Tischplatte festen Hobeleisen besteht, die ihre Schneide schräg nach oben kehren, so daß das Brett mit seiner unteren Fläche über diese Messer hinweggeschoben wird. Da durch einen oberhalb angebrachten federnden Druckapparat das Brett fest gegen diese Hobeleisen gepreßt wird, so werden bei der Bewegung des Brettes die an dessen Unterfläche noch vorhandenen kleinen Unebenheiten abgeschält, welche nach der Arbeit der Messerwalze a etwa noch vorhanden sind, so daß diese Fläche schön und glatt ausfällt.

Bei der hier angeführten Maschine giebt die angezogene Quelle als passende Umdrehungszahlen in der Minute für die obere Messerwelle 2000 und für die untere, sowie die beiden seitlichen Messerwellen rund 1500 an, was bei einem Durchmesser der von den Schneiden durchlaufenen Kreise von 0,16 m einer Geschwindigkeit von 16,8 und 12,7 m entspricht. Die Vorschiebegeschwindigkeit, die durch Stufenscheiben auf e und r veränderlich gemacht werden kann, beträgt zwischen 1 und 2,2 mm für jede Umdrehung der oberen Messerwalze.

Im Gegensatze zu den bisher besprochenen Hobelmaschinen mit festliegender Messerwelle hat man für gewisse Zwecke auch die Anordnung so getroffen, daß das Holzstück ganz fest liegt, und der Schneidapparat an demselben entlang geführt wird. Diese Einrichtung, die sich namentlich empfiehlt, wenn an langen Arbeitsstücken die Bearbeitung nur auf verhältnißmäßig kurze Längen sich erstrecken soll, findet sich z. B. an der Zapfenschlitzmaschine, Fig. 794, die dem Zwecke dient, an den Enden von Balken oder Stielen die Zapfen auszuarbeiten, mit denen dieselben in die ein-

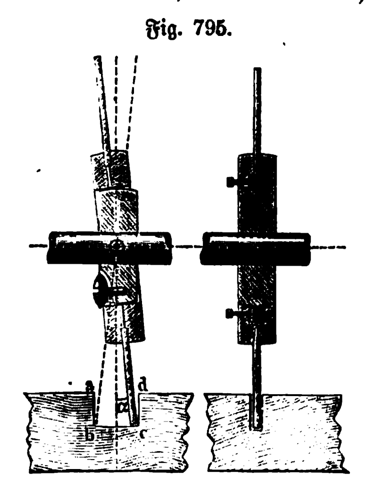
Fig. 794.



gestemmten Zapfenlöcher von Schwellen oder ähnlichen Hölzern eingesetzt werden sollen. Als Werkzeug bemerkt man in dieser Figur die wagrecht in einem consolartigen Arme *a* gelagerte Welle, die mit zwei Hobelmessern *b* und b_1 ausgestattet ist, deren in der Axenrichtung gemessener Abstand gleich der Dicke des zu schneidenden Zapfens ist. Wenn diese Welle durch einen Riemen schnell umgedreht wird und man den Träger *a* vermittelst der senkrechten Schraubenspindel *c* durch ein auf die Queraxe *d* gestecktes Handrad langsam niederführt, so schneiden die Messer von dem auf der Tischplatte *e*

befestigten Balken an dessen Ende zu beiden Seiten das Holz in solcher Art weg, daß in der Mitte ein zapfenartiger Vorsprung stehen bleibt. Die Tischplatte behält während dieser Arbeit ihre Stellung unverrückt bei und die beiden zu einander senkrechten Verschiebungen durch die Schraubenspindeln f und g dienen nur dazu, dem Holze die für die Länge und Lage des Zapfens erforderliche Stellung zu geben. Zum Einspannen des Balkens auf der Tischplatte werden zwei Paare von Backen h verwendet, von denen jeder einzeln durch eine Schraube k quer verschoben und wie der Backen eines Parallelschraubstockes gegen das Holz gepreßt werden kann. Damit die Bewegungsübertragung auf die Messerwelle in allen Höhenstellungen derselben immer in gehöriger Art erfolge, wird der von dem Deckenvorgelege kommende Riemen, bevor er die Scheibe der Messerwelle umschlingt, über zwei Leitrollen geführt, die in hinreichender Entfernung von der Messerwelle in deren mittlerer Höhenlage an einem festen Ständer angebracht sind. Um nach geschehenem Schnitte den Messerapparat schnell wieder empor zu bewegen, dient die durch einen Riemen umgedrehte Hülfswelle l, welche durch ein für diesen Zweck einzurückendes Räderpaar die Querwelle d und die Schraubenspindel c umdreht. Bei dem Schneiden des Zapfens, wobei die Niederführung der Messerwelle, wie bemerkt, durch die Hand erfolgt, wird das gedachte Räderpaar außer Eingriff gebracht.

Fig. 795.

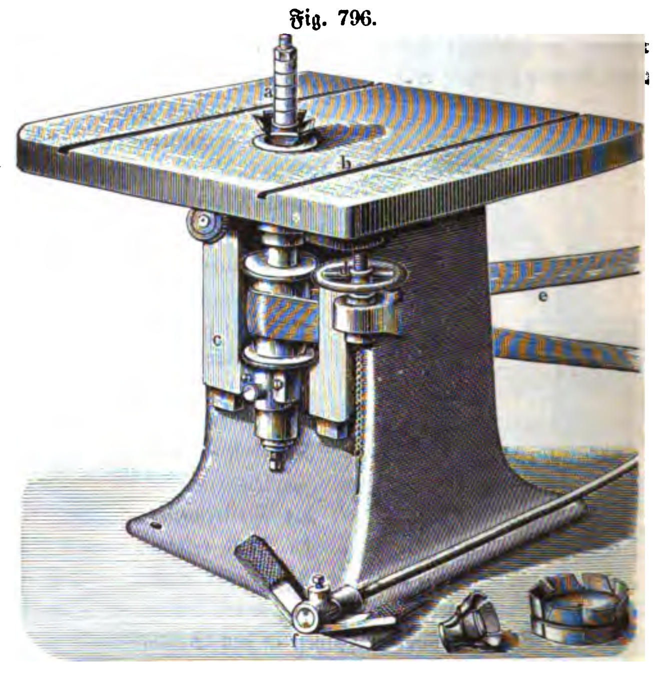


Es mag hier bemerkt werden, daß man engere Schlitze in beliebig langen Hölzern, wie z. B. die bekannten Nuthen in den Schmalflächen der Bretter auch mittels einer gewöhnlichen Kreissäge herstellen kann, deren Blattstärke mit der Weite der gewünschten Nuth übereinstimmt. Will man dabei für eine weitere Nuth das Sägenblatt nicht in dieser Stärke ausführen, so kann man sich zu dem Zwecke auch eines gewöhnlichen dünnen Sägeblattes bedienen, sobald man dieses Blatt auf seiner Axe in einer gegen die Normalebene entsprechenden Neigung befestigt, Fig. 795. Nennt man diesen Neigungswinkel α, so hat man die Breite der Nuth $b = 2r \sin\alpha + \delta$, wenn r den Halbmesser des Blattes und δ seine Dicke vorstellt. Es ist aus der Figur ersichtlich, wie ein so aufgestecktes Blatt vermöge seiner seitlichen Schwankung alles innerhalb der Nuth $abcd$ enthaltene Material in Späne verwandeln muß, und daß dabei die Seitenwände ab und dc der

Nuth zwar eben und senkrecht ausfallen, der Grund $b\,c$ aber zum Halbmesser r des Sägenblattes gewölbt wird, wenn das letztere genau kreisrund ist. Wollte man das Blatt jedoch in der ihm zu gebenden schrägen Stellung auf seiner Axe abschleifen, in welchem Falle es eine elliptische Form annehmen würde, so wäre auch ein eben begrenzter Grund der Nuth $b\,c$ zu erzielen.

Zur Bearbeitung kleinerer Holzstücke, namentlich zum **Kehlen**, **Nuthen**, **Falzen** ꝛc. von allerlei geraden und geschweiften Leisten bedient man sich in den Werkstätten für Möbel-, Instrumenten- und Bildrahmenerzeugung

Fig. 796.



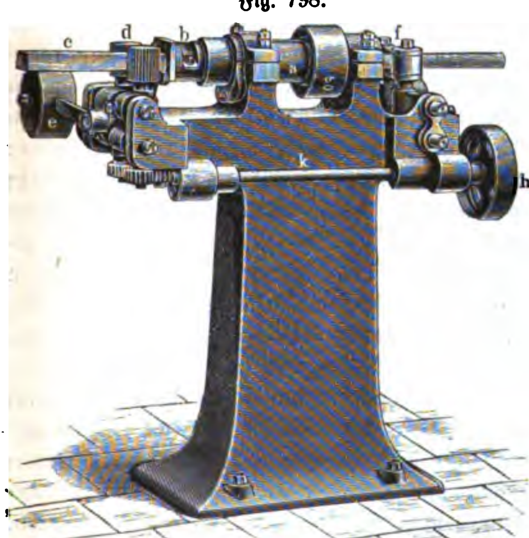
vielfach einer **Kehl-** oder **Fräsmaschine** mit stehender Spindel, wie eine solche dem Preisverzeichniß von E. **Kirchner** & Co. in Leipzig entnommen in Fig. 796 dargestellt ist. Die in langen Lagern sorgfältig geführte senkrechte Spindel a tritt mit ihrem oberen, zur Aufnahme des **Fräskopfes** oder auch nur eines **durchgesteckten Messers** vorgerichteten Ende über die ganz freie obere Ebene des Tischgestelles b heraus, und kann dadurch in die genau richtige Höhenlage gestellt werden, daß die Lager an einem Schieber c angebracht sind, der durch die Schraube d auf der an dem Gestelle angebrachten Prismenführung gesenkt und gehoben werden kann. Das auf der ebenen Tischplatte liegende Arbeitsstück wird aus freier Hand an der

schnell umlaufenden Fräse so vorbeigeführt, wie es die herzustellende Umfangsgestalt desselben bedingt, wobei eine Vorzeichnung bei geschweiften Stücken zum Anhalte dienen kann, während man sich für gerade Leisten eines auf dem Tische befestigten Führungslineals bedient. Die Frässpindel wird durch den halbgeschränkten Riemen *e* angetrieben, und man pflegt die Einrichtung so zu treffen, daß die Spindel nach Belieben rechts oder links umlaufen kann, zu welchem Zwecke die zugehörige Vorgelegswelle von der Hauptbetriebsaxe aus durch einen offenen oder gekreuzten Riemen bewegt wird, je nachdem man mit dem Fuße einen der beiden Tritte der Umsteuerwelle *f* niederdrückt. Der Grund, warum man hier die Frässpindel nach Belieben rechts- oder linksum laufen läßt, ist in der Rücksicht auf den Fasernlauf des Holzes und in der zur Erzielung glatter Flächen unerläßlichen Bedingung zu erkennen, nicht gegen die Fasern zu arbeiten, wie oben angeführt wurde. Zu dem Zwecke bedient man sich hierbei solcher Fräsköpfe oder Schneidräder, die mit nach beiden Seiten gerichteten Schneiden versehen sind, wie ein solches durch Fig. 797 versinnlicht wird.

Fig. 797.



Fig. 798.



In eigenthümlicher Weise wirkt die in Fig. 798 dargestellte Maschine zur Herstellung cylindrischer Stäbe, wie dieselben als Hammerstiele, Rouleauxstäbe u. s. w. vielfach gebraucht werden. Die Frässpindel *a* ist hierbei hohl, um den erzeugten Stab durch ihr Inneres hindurchgehen zu lassen und der am freien Ende der Spindel aufgesteckte Messerkopf *b* ist ebenfalls hohl und mit zwei Hobelmessern versehen, die ihre Schneiden nach innen kehren. Wird der roh zugeschnittene vierkantige Stab *c* den geriffelten Zuführungswalzen *d*

dargeboten, die durch das Gewicht e fest gegen denselben gepreßt werden, so schieben sie ihn, vermöge ihrer langsamen Umdrehung, selbständig in den Messerkopf hinein, dessen schnell umlaufende Messer den cylindrischen Kern herausschälen. Der gerundete Stab gelangt darauf zwischen die Abführungswalzen f, die ihn vollständig aus der Maschine herausziehen, auch wenn er durch die Einführungswalzen hindurchgetreten ist. Ein auf die Riemscheibe g geführter Riemen dreht die Spindel mit mehreren Tausend Umdrehungen in der Minute um, während durch die Riemscheibe h die Zwischenwelle k bewegt wird, welche durch geeignete Zahnräderübertragungen die Walzen zur Zu- und Abführung umdreht. Bei einfacheren Maschinen dieser Art, wie sie beispielsweise in Schneidemühlen zur Verwerthung der bei dem Besäumen der Bretter entstehenden Abfälle gebraucht werden, pflegt man auch wohl die Stäbe einfach aus freier Hand vorzuschieben, wobei jeder Stab den vorhergehenden vor sich her schiebt.

Die sonst noch gebrauchten Maschinen, die zu ganz besonderen Zwecken, wie z. B. zum Zinkenschneiden, oder bei der Herstellung von Fässern, Rädern, Parquetböden u. s. w., verwendet werden, können hier übergangen werden.

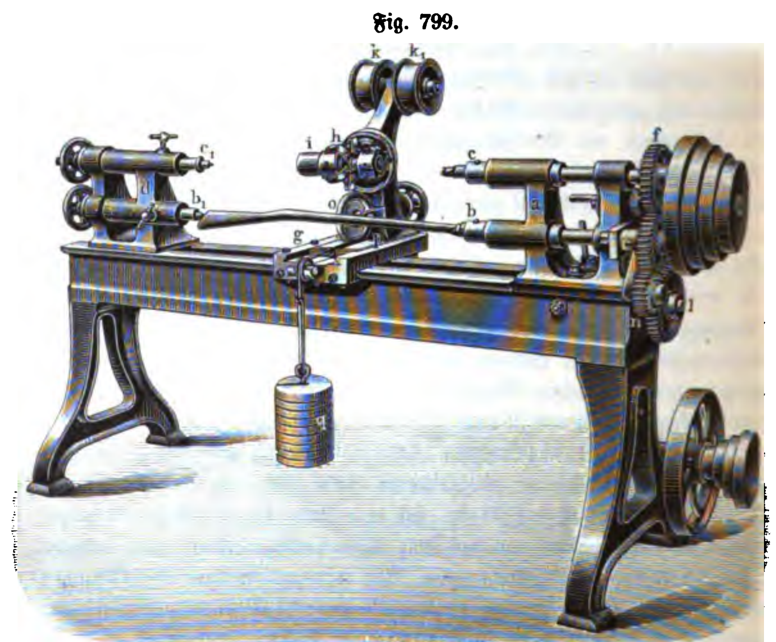
§. 202. **Copirdrehbänke.** Die Drehbänke für Holz sind im wesentlichen nicht von denen für Metall verschieden, abgesehen von den durch die Beschaffenheit der verarbeiteten Materialien bedingten Abweichungen. Hierhin ist zunächst der wegen der größeren Umfangsgeschwindigkeit hölzerner Arbeitsstücke mögliche Wegfall des Vorgeleges zu rechnen, so daß die Spindel immer unmittelbar durch den auf ihre Stufenscheibe geführten Riemen umgedreht wird. Bei den kleineren Drehbänken des Drechslers fehlt auch meistens der Support, da die Bearbeitung dabei in der Regel aus freier Hand geschieht. Nur bei Drehbänken für sehr lange oder große Stücke wendet man den Support an, ebenso bei der massenhaften Darstellung von vielen gleichartigen Gegenständen. In diesen Fällen, besonders bei langen Bänken, findet sich auch die Leitspindel zur selbstthätigen Verschiebung des Supports, wobei diese Leitspindel von der Drehspindel aus in der Regel nicht durch Wechselräder, sondern ebenfalls durch einen Riemen oder eine Schnur umgedreht wird. Dies ist deswegen möglich, weil es in den meisten Fällen nicht auf so große Genauigkeit und Sicherheit der Supportverschiebung ankommt, wie bei der Herstellung vieler Metallarbeiten, z. B. der Schrauben. Nur in wenigen Fällen, z. B. wenn es sich darum handelt, säulenförmige Gegenstände mit schraubenförmig gewundenen Furchen oder Vertiefungen zu versehen, wie beispielsweise bei Treppenpfosten oft geschieht, kann man die Umdrehung der Leitspindel von der Drehspindel durch Zahnräder nicht wohl entbehren.

Auch die Stichel und sonstigen Schneidwerkzeuge unterscheiden sich von den für Metall gebräuchlichen ebenso wie die Hobeleisen von den Hobelstichelu durch die schärfere Form oder den kleineren Keilwinkel, der etwa zwischen 20 und 30° schwankt. Zum Vorarbeiten (Schroten oder Schroppen) des rohen Arbeitsstückes bedient man sich dabei meistens eines mit bogenförmiger Schneide versehenen Werkzeuges, der sogenannten Röhre, das im wesentlichen aus einem rinnenförmig geschmiedeten geraden Stahlstücke besteht, dessen Ende unter dem vorbesagten Winkel von außen her angeschliffen wird, so daß die Schlifffläche ungefähr die Form einer Kegelfläche annimmt. Zuweilen auch wendet man V-förmige Schneiden zum Vorarbeiten an, während man zum Schlichten sich in der Regel eines breiteren meißelförmigen Werkzeuges bedient. Bei der Herstellung geschweifter oder gekrümmter Profile kann man sich bei dem Drehen von Holz unter Umständen mit Vortheil gewisser Formstichel bedienen, d. h. solcher Meißel, deren Schneide nach der Gestalt des herzustellenden Profils ausgearbeitet ist und welche die gewünschte Form in ähnlicher Art herstellen, wie dies von den Kehlhobeln angeführt wurde. Die Anwendung einer solchen an dem Arbeitsstücke auf einer größeren Länge anliegenden Schneide ist bei dem geringeren Widerstande des Holzes möglich, während bei der Bearbeitung von Metall von solchen Formsticheln nur äußerst selten Gebrauch gemacht werden kann. Vielfach hat man bei Drehbänken zur massenhaften Erzeugung gewisser kleiner Gegenstände, wie Holzspulen, Feilenhefte u. s. w., ein entsprechend profilirtes Messer mit einem Hebel verbunden, der um einen am Drehbanksgestelle angebrachten Zapfen schwingt, und der an seinem freien, zu einem Handgriffe ausgebildeten Ende von dem Arbeiter einfach angezogen wird, so daß das Messer sich dem Arbeitsstücke bis zu einem bestimmten Abstande nähert und das Holz in der richtigen Form ohne weiteres Zuthun des Arbeiters abgedreht wird. Alle diese und ähnliche Anwendungen können hier übergangen werden, da bemerkenswerthe Eigenthümlichkeiten der verwendeten Maschinen dabei nicht anzuführen sind.

Dagegen erscheint es erforderlich, einer gewissen Classe von Maschinen hier Erwähnung zu thun, die vielfach dazu verwendet werden, sogenannte unrunde Gegenstände herzustellen, d. h. solche, welche, wie z. B. Schuhleisten, Gewehrschäfte, Radspeichen u. s. w., an verschiedenen Stellen ihrer Länge verschiedene und von der Kreisform abweichende Querschnitte zeigen. Bei allen hierzu dienenden Maschinen bedient man sich eines vorhandenen Musters oder Modells, welches dazu benutzt wird, dem schneidenden Werkzeuge eine solche Bewegung in Bezug auf das Arbeitsstück zu geben, daß an dem letzteren eine Form hergestellt wird, die entweder mit der des Modells vollkommen übereinstimmend, oder ihr doch in gewisser Beziehung ähnlich ist. Es handelt sich also darum, von dem zu Grunde gelegten Modelle

gewisse Copien herzustellen, weshalb man diese Maschinen **Copirmaschinen** nennt, und weil das Arbeitsstück dabei einer Umdrehung um seine Axe ausgesetzt wird, so gebraucht man wohl auch den Ausdruck **Copirdrehbänke** oder **Copirbänke** für die zugehörigen Maschinen. Es muß indessen hierbei bemerkt werden, daß bei dieser Bezeichnung nicht an eine ebensolche Bearbeitung gedacht werden darf, wie sie in den §§. 173 bis 175 bei der Besprechung des Curvensupports oder der Drehbänke für unrunde Gegenstände angeführt worden ist, indem hier niemals ein **feststehender Stichel**, sondern immer eine **schnell umgedrehte Fräse** als schneidendes Werkzeug

Fig. 799.



angewendet wird. Aus der Einrichtung dieser Maschinen wird sich der Grund hierfür unschwer erkennen lassen. Die Anordnung und Wirkungsweise dieser Maschinen wird am einfachsten aus einem Beispiele klar, als welches die Maschine Fig. 799 gewählt werden möge.

Die Figur zeigt in dem Spindelkasten a der ungefähr wie eine Drehbank angeordneten Maschine zwei parallele Spindeln b und c angebracht, denen gegenüber die festen Spitzen b_1 und c_1 in dem Reitstocke d angeordnet sind. Durch zwei gleiche Zahnräder e und f werden die beiden Spindeln b und c mit gleicher Geschwindigkeit umgedreht, und zwar nach entgegengesetzten Richtungen, wenn diese Räder, wie hier angenommen ist, unmittelbar in ein-

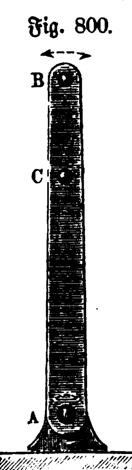
ander eingreifen. Es ist übrigens ersichtlich, daß man zur Umdrehung der beiden Spindeln in derselben Richtung nur nöthig hat, die beiden Zahnräder e und f in ein gemeinschaftliches drittes Rad von beliebiger Größe eingreifen zu lassen, von welchem beide Spindeln umgedreht werden. Zwischen die untere Spindel b und ihre Spitze b_1 wird das zur Anwendung kommende Modell eingelegt, welches in der Figur durch einen Gewehrschaft dargestellt ist, während die obere Spindel c zwischen ihrem Dreispitz und der zugehörigen Reitstockspitze c_1 das Holzstück aufnimmt, aus welchem die betreffende Copie des Modelles hergestellt werden soll. In der Figur ist dieses Holzstück, welchem zuvor durch Handarbeit eine einigermaßen angenäherte Gestalt gegeben wird, nicht besonders gezeichnet. Beide Theile, das Modell wie das Arbeitsstück, werden mit den betreffenden Spindeln b und c so verbunden, daß sie, wie bei der gewöhnlichen Drehbank, gezwungen sind, sich an der Umdrehung dieser Spindeln zu betheiligen.

Der auf den Gestellwangen der Drehbank verschiebliche Support g ist mit einem quer zur Längsrichtung beweglichen Schieber p versehen, welcher in der Höhe der oberen Spindel c ein Schneidrad h trägt, d. h. eine kleine Fräse mit mehreren messerförmigen Schneiden, die durch einen über die Rolle i geführten Riemen sehr schnell umgedreht wird. Angetrieben wird diese Fräse von der Rolle k, die fest auf ihrer Axe sitzt, so daß sie die Bewegung mitmachen muß, welche der anderen auf derselben Axe sitzenden festen Scheibe k_1 durch den Betriebsriemen mitgetheilt wird, der von einem Deckenvorgelege darauf geführt wird. Da diese Deckenvorgelegswelle eine Trommel von einer Länge trägt, welche ungefähr der Längsverschiebung des Supports auf den Drehbankswangen gleich ist, so ist hierbei die Möglichkeit der Betriebsübertragung gegeben, an welcher Stelle zwischen den Spitzen sich der Support g auch befinden möge. Es mag noch bemerkt werden, daß der Support in der bekannten Art durch eine zwischen den Gestellwangen gelagerte Leitspindel l gleichmäßig der Länge nach verschoben wird, sobald diese Leitspindel durch die Wechselräder n mit den Spindeln b und c verbunden wird, also bei deren Umdrehung sich ebenfalls umdrehen muß.

Der gedachte Querschieber p trägt ferner unterhalb des Schneidrades in der Höhe der unteren Spindel b einen Anschlagknaggen in der Form einer glattrandigen Scheibe o, welche durch ein den Querschlitten nach innen ziehendes Gewicht q beständig gegen das Modell gedrückt wird. Es ist hiernach ersichtlich, wie bei einer Umdrehung des Modells der Querschlitten eine von der Querschnittsgestalt des ersteren an der Berührungsstelle mit dem Anschlagknaggen abhängige Hin- und Herschwingung macht, an welcher sich auch das Schneidrad h betheiligen muß. In Folge dieser Verschiebung des Schneidrades wird daher das Arbeitsstück an der betreffenden Stelle in einer von der Form des Modelles abhängigen Weise bearbeitet werden.

Wenn hierbei die Anordnung so getroffen wird, daß der Berührungspunkt, in welchem der Anschlag oder Daumen o das Modell berührt, von dessen Drehaxe $b\,b_1$ genau denselben Abstand hat, wie der Umfang des Schneidrades von der Drehaxe des Arbeitsstückes $c\,c_1$, so nimmt das letztere offenbar eine Gestalt an, die mit der des Modelles congruent ist, sobald auch die Umdrehungsrichtung der beiden Spindeln b und c dieselbe ist. Dagegen wird bei der Umdrehung nach entgegengesetzten Richtungen, wie in der Figur vorausgesetzt ist, die erzeugte Form symmetrisch zu der des Modelles sein. Würde beispielsweise die vorstehende Maschine zur Herstellung von Schuhleisten gebraucht werden, so müßte, falls das angewandte Modell dem rechten Fuße entspräche, die dem Arbeitsstücke mitgetheilte Form für den linken Fuß passen und umgekehrt. Selbstverständlich ist hierin ein Unterschied nicht vorhanden, wenn die Form des Modelles selbst in Bezug auf eine Längsebene eine symmetrische ist, wie dies z. B. für Radspeichen, Pistolenschäfte u. s. w. gilt.

Fig. 800.



Man hat diese Maschinen vielfach auch so ausgeführt, daß der bewegliche Querschieber durch einen schwingenden Rahmen AB, Fig. 800, ersetzt wird, der zwischen Spitzen in B das Modell und bei C das Arbeitsstück trägt und dessen Drehzapfen A an dem Gestelle fest sind. Wenn man daher den das Schneidrad und den Anstoßknaggen tragenden Support der Länge nach verschiebt, so wird der Rahmen AB durch die Gestalt des Modelles zu den erforderlichen Schwingungen genöthigt. Bei einer solchen Anordnung kann natürlich die erzeugte Form nicht mit der des Modelles übereinstimmen, vielmehr werden alle zur Längsaxe senkrechten Abmessungen des Arbeitsstückes in dem Verhältniß der Hebelarme $AC:AB$ verjüngt erscheinen, während die Längenabmessungen übereinstimmen. Hierauf ist daher bei der Gestaltung des Modelles Rücksicht zu nehmen.

Die auf solchen Maschinen erzeugten Gegenstände sind nicht sogleich mit so glatten Flächen versehen, wie dies meist gewünscht wird, indem die ganze Art der Bearbeitung die Anwendung von glättenden Schlichtmessern ausschließt, so daß die Spuren der einzelnen Schnitte noch sichtbar sind und durch anderweite Bearbeitung entfernt werden müssen. Abgesehen hiervon, ist auch klar, daß die auf solchen Maschinen überhaupt herstellbaren Formen einer gewissen Beschränkung unterworfen sind, insofern als das Schneidrad natürlich niemals eine Fläche herstellen kann, deren Krümmungshalbmesser in der zur Axe senkrechten Ebene gemessen kleiner ist, als der Halbmesser des Schneidrades. Wollte man daher auf einer derartigen Maschine Gegen-

stände mit kleineren Krümmungen und vielleicht gar scharfen Einschnitten herstellen, so würde die Maschine höchstens zur rohen Vorarbeit dienen können.

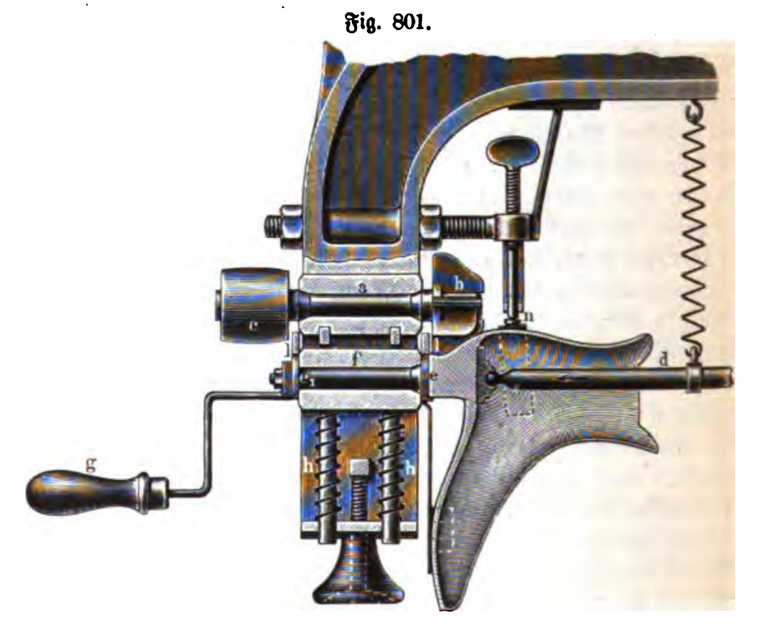
Daß man sich anstatt des Schneidrades nicht wohl eines gewöhnlichen Drehstichels bedienen kann, wie er bei der Drehbank verwendet wird, geht daraus hervor, daß in solchem Falle das Arbeitsstück und also auch das Modell mit Rücksicht auf die gute Wirkung des Stichels so schnell umgedreht werden müßte, daß auf die erforderliche schwingende Bewegung des Schlittens nicht mit Sicherheit zu rechnen wäre.

Man hat diese Maschinen in mannigfacher Weise verändert, dabei aber stets daran festgehalten, dem Schneidrade eine durch die Wirkung eines Modelles gegen einen nachgiebigen Anschlagknaggen veranlaßte schwingende Bewegung zu ertheilen. Die getroffenen Abänderungen beziehen sich vornehmlich darauf, gleichzeitig auf derselben Maschine mehrere Arbeitsstücke nach demselben Modelle zu bearbeiten. Es handelt sich hierbei nur darum, eine entsprechende Anzahl von Arbeitsspindeln zur Aufnahme ebenso vieler Holzstücke neben einander in demselben Gestelle anzuordnen, die sämmtlich mit gleicher Geschwindigkeit umgedreht werden, und an jedem Arbeitsstücke ein besonderes Schneidrad angreifen zu lassen, während das Modell nur einmal vorhanden zu sein braucht. Dabei hat man zweckmäßig die Einrichtung so getroffen, daß die Spindeln und festen Spitzen für alle Arbeitsstücke, sowie das Modell neben einander auf einer Tischplatte befestigt werden, welche mit dem Tische einer gewöhnlichen Metallhobelmaschine, s. Fig. 546, Aehnlichkeit hat, und auch wie diese in wagrechten Prismenführungen langsam verschoben werden kann. Die Schneidräder für alle Arbeitsstücke können hierbei auf einer gemeinsamen Axe angeordnet werden, die quer über den Arbeitsstücken befindlich ist und um horizontale Pendelarme in senkrechter Richtung diejenigen Schwingungen vollführen kann, die durch die Form des Modelles veranlaßt werden. Bei dieser Anordnung, bei welcher die Schneidräder und der Anschlagknaggen an der Längsverschiebung nicht betheiligt sind, erzielt man den besonderen Vortheil, daß die Messer der Schneidräder hierbei, wie diejenigen der gewöhnlichen Walzenhobelmaschinen nach der Richtung der Fasern arbeiten, so daß im Allgemeinen glattere Flächen erwartet werden dürfen, als bei der Anwendung von Schneidrädern, deren Messer das Holz, wie bei der Maschine Fig. 799, senkrecht zu der Faserrichtung angreifen. Demnach erscheint die für derartige Maschinen gewählte Bezeichnung Copirhobelmaschinen gerechtfertigt, insofern diese Maschinen in ähnlicher Art arbeiten, wie die vorbesprochenen Holzhobelmaschinen.

Hier können auch diejenigen Maschinen erwähnt werden, deren man sich bei der fabrikmäßigen Herstellung von Schuhen und Stiefeln bedient, um die aus mehreren Lederlagen zusammengenagelten Absätze auf der äußeren Umfläche zu bearbeiten. Als wirksames Werkzeug dient hierbei eine Fräse

oder ein auf der Axe *a*, Fig. 801[1]), befindliches Schneidrad *b*, dessen Messer an ihren schneidenden Kanten nach dem Profil des herzustellenden Absatzes geformt sind, und welches durch die Riemenrolle *c* schnell umgedreht wird. Der mit dem rohen Absatze versehene Schuh wird durch den Druck einer Spindel *d* fest gegen eine Metallplatte *e* gepreßt, die an dem freien Ende der in ihrem Lager drehbaren Axe *f* angebracht ist, so daß man durch Umdrehen dieser Axe mittels der Handhabe *g* dem Schuh die erforderliche Drehung um etwa 180 Grad ertheilen kann. Da nun aber der Absatz eine von der Form eines Umdrehungskörpers abweichende Gestalt hat, so

Fig. 801.



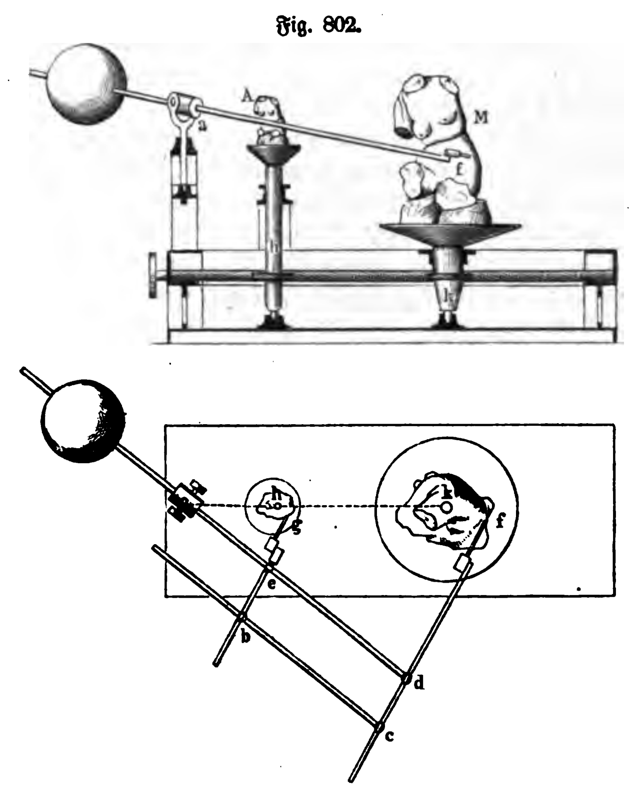
ist das Lager der Axe *f* in senkrechter Richtung nachgiebig gemacht, indem es in einem Schlitze auf- und absteigen kann. Durch die unter dem Lager angebrachten Federn *h* wird ersteres beständig nach oben gepreßt, so daß es sich mit den beiden Formplatten *e* und e_1 gegen die Backen *l* eines gabelförmigen Hebels lehnt, der an dem Gestelle fest eingestellt ist. Da diese Formplatten eine der Grundrißform des Absatzes entsprechende Gestalt haben, so verändern sie den Abstand der Axe *f* und des Absatzes von dem Schneidrade in solcher Art, wie es für die Herstellung des unrunden Absatzes erforderlich ist. Ein über die Kappe des Schuhes geschobener Bügel, der sich gegen den festen Anschlag *n* lehnt, dient dabei zur sicheren Führung des Schuhes.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 535.

Man hat die Maschinen auch so eingerichtet, daß sie sich zur Herstellung von Reliefarbeiten nach vorhandenen Modellen eignen, so daß man mit denselben allerlei Gegenstände der Bildhauerkunst, wie Büsten, Medaillons, Figuren u. s. w., erzeugen kann. Hierzu ist es nöthig, daß man dem arbeitenden Werkzeuge, als welches man hier eine kleine Stirnfräse mit halbkugelig gebildeter Arbeitsfläche verwendet, die freie Beweglichkeit nach allen drei Richtungen des Raumes wahrt, und die Verschiebungen nach diesen Richtungen

Fig. 802.



abhängig macht von den gleichgerichteten Abmessungen des Modelles, welches ebenso, wie bei den vorgedachten Maschinen, gegen einen beweglichen Anschlagstift wirkt. Zur Verjüngung bedient man sich dabei des bekannten und in Th. II besprochenen Pantographen. Zu dem Ende richtet man dieses Instrument, wie es zur Verjüngung von Zeichnungen gewöhnlich gebraucht wird, so ein, daß die Parallelogrammverbindung *bcde*, Fig. 802, sich um den festen Punkt *a* nicht nur in einer Ebene, sondern räumlich nach allen Richtungen beliebig drehen kann, was man dadurch erreicht, daß

man in a ein Kugelgelenk oder eine nach der Art des Universalgelenkes aus zwei sich rechtwinkelig schneidenden Drehaxen bestehende Verbindung anordnet. Wenn dann in f ein führender Anschlagstift mit abgerundeter Spitze und in g der Kopf einer kleinen Stirnfräse angebracht wird, die man durch eine geeignete Schnurführung in allen von ihr eingenommenen Stellungen schnell umdreht, so bearbeitet diese Fräse aus dem rohen Arbeitsstücke eine dem Modelle M ähnliche Copie, sobald man den Führungsstift f nach und nach möglichst mit allen Punkten des Modelles in Berührung bringt. Um letzteres zu erreichen, kann man passend die Einrichtung so treffen, wie in der Figur angedeutet, daß man das Arbeitsstück A sowohl, wie das Modell M langsam und mit derselben Umdrehungsgeschwindigkeit um zwei zu einander parallele Axen h und k dreht, die in einer durch den festen Drehpunkt a gehenden Ebene so gelegen sind, daß ihre Abstände ak und ak von diesem Drehpunkte in demselben Grundverhältnisse der Verjüngung zu einander stehen, wie es durch das Verhältniß der Hebelarme $ae : ad$ des Pantographen gegeben ist. Wenn man diese beiden Axen durch zwei Schneckenräder von gleicher Zähnezahl und eingreifende Schrauben ohne Ende langsam umdreht, so erübrigt nur, dem Führungsstifte f eine allmähliche Bewegung in senkrechter Richtung mitzutheilen, um unter der Voraussetzung einer beständigen Berührung des Führungsstiftes mit dem Modell die verlangte Copie desselben in A herzustellen.

In Betreff der letzteren gilt übrigens die schon oben gemachte Bemerkung, daß sie auf dieser Maschine nur in der allgemeinen Form hergestellt werden kann und zu ihrer Vollendung einer entsprechenden Nacharbeit aus freier Hand bedarf. Insbesondere wird man scharfe Einschnitte, wie sie etwa durch die Falten eines Gewandes dargestellt werden, mit der Hand nachschneiden müssen, da die bohrerartige Fräse nicht im Stande ist, engere Zwischenräume herzustellen, als ihrem Durchmesser entspricht. Es empfiehlt sich daher, diese Fräse möglichst klein zu machen und man wird passend auch dem Führungsstifte an seiner Berührungsfläche mit dem Modell eine Gestalt zu geben haben, die mit der wirksamen Fläche der Fräse nach dem zu Grunde gelegten Verjüngungsverhältnisse ähnlich ist. Man hat derartige Maschinen auch für die Massenerzeugung so eingerichtet, daß gleichzeitig eine größere Anzahl von Fräsen ebenso viele verjüngte Copien nach demselben Modell herstellen. Zur Anfertigung vergrößerter Copien nach einem kleineren Modelle eignen sich diese Maschinen im allgemeinen nicht, da hierbei auch die unvermeidlichen Ungenauigkeiten entsprechend größer auftreten, so daß die Copie wesentlich verzerrt erscheint.

§. 203. **Gewindeschneiden.** Eine besondere Betrachtung erfordert die Herstellung der Schraubengewinde und die Einrichtung der hierzu dienenden

Schrauben- oder Gewindeschneidmaschinen. Es ist dabei nicht an die Herstellung der Schraubengewinde auf der Drehbank mit Hülfe der Leitspindel gedacht, da es dort in der Hauptsache nur auf die richtige Auswahl der zur Leitspindelbewegung dienenden Wechselräder ankommt, worüber in §. 171 das Nähere angeführt worden ist. Im allgemeinen werden auf der Drehbank vorzugsweise die Schraubenspindeln von größerer Länge und Stärke hergestellt, deren Gewinde meistens ein flaches, d. h. ein im Querschnitt rechteckiges zu sein pflegt, wogegen die kürzeren und dünneren Schrauben, wie sie zur Befestigung so vielfach verwendet werden, mit besonderen Werkzeugen hergestellt werden, deren Wirkungsart in mehrfacher Hinsicht von derjenigen der bisher besprochenen Werkzeuge abweicht.

Bekanntlich werden diese Schrauben aus praktischen Gründen nicht in willkürlichen Verhältnissen ausgeführt, sondern man verwendet allgemein nur Schrauben von ganz bestimmten Durchmessern und Steigungsverhältnissen, in Betreff deren man verschiedentlich Zusammenstellungen vereinbart hat, die unter dem Namen Gewindesysteme bekannt sind. Es genügt für den hier vorliegenden Zweck, die drei hauptsächlich in Betracht kommenden Systeme durch die folgenden Bemerkungen zu kennzeichnen.

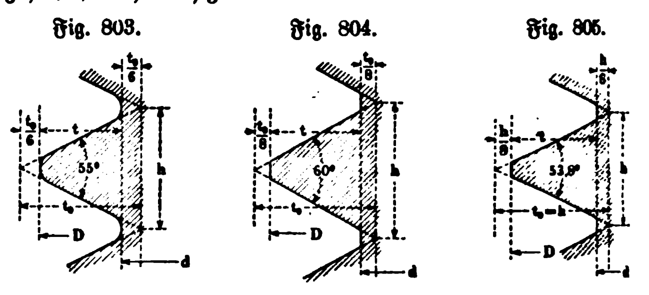
Das von Whitworth aufgestellte und nach ihm benannte System legt für den Querschnitt der Gewinde die durch Fig. 803 (a. f. S.) angegebenen Verhältnisse zu Grunde, während der Durchmesser D des Bolzens (außen) und derjenige d des Kerns (innen), sowie die zugehörige Ganghöhe in der Tabelle A. (a. f. S.) für die hauptsächlichsten Nummern angeführt sind. Dieses in England allgemein angewandte System hat zur Zeit auch in Deutschland und überhaupt in Europa die größte Verbreitung gefunden.

In Amerika wird fast ebenso allgemein das von Sellers aufgestellte System zur Anwendung gebracht, wie es durch Fig. 804 (a. f. S.) und die Tabelle B. (a. f. S.) versinnlicht wird. Die in beiden Tabellen angeführten Abmessungen beziehen sich auf das englische Maß.

Dem gegenüber legt das aus den Verhandlungen des Vereins deutscher Ingenieure nach den Vorschlägen von Delisle hervorgegangene System, wie es durch Fig. 805 (a. f. S.) und die Tabelle C. (a. S. 1179) versinnlicht wird, das metrische Maß zu Grunde.

Außerdem bestehen noch besondere, durch Vereinbarung oder den Gebrauch festgesetzte Systeme für die sogenannten Gasrohrgewinde, wofür aus leicht ersichtlichen Gründen die Gangtiefe t und die Ganghöhe h im allgemeinen kleiner gewählt werden, als sie sich nach den nachstehenden Tabellen für Schraubenbolzen von gleichem Durchmesser ergeben. Man ersieht aus dem Nachfolgenden, daß die Querschnittsform der Gewinde bei allen diesen Systemen der Hauptsache nach durch gleichseitige Dreiecke dargestellt wird, bei welchen die scharfen Ecken in dem Whitworth'schen Systeme kreis-

bogenförmig und in den beiden anderen Systemen geradlinig abgestumpft sind. Weiter auf die Eigenthümlichkeiten dieser verschiedenen Systeme hier einzugehen, ist nicht nöthig.



A. Whitworth'sches Gewindesystem (vergl. Fig. 803[1]).

D = Bolzendurchmesser. d = Kerndurchmesser. z = Anzahl der Gewinde auf 1″ engl.

D	d	z	D	d	z	D	d	z
1/4	0,186	20	1 1/8	0,942	7	2	1,716	4 1/2
3/8	0,295	16	1 1/4	1,067	7	2 1/4	1,930	4
1/2	0,393	12	1 3/8	1,162	6	2 1/2	2,180	4
5/8	0,509	11	1 1/2	1,287	6	2 3/4	2,384	3 1/2
3/4	0,622	10	1 5/8	1,369	5	3	2,634	3 1/2
7/8	0,733	9	1 3/4	1,494	5	3 1/2	3,107	3 1/4
1	0,840	8	1 7/8	1,591	4 1/2	4	3,573	3

B. Sellers'sches Gewindesystem (vergl. Fig. 804).

D = Bolzendurchmesser. z = Anzahl der Gewinde auf 1″ engl.

D	z	D	z	D	z	D	z
1/4	20	7/8	9	1 1/2	6	2 1/4	4 1/2
3/8	16	1	8	1 5/8	5 1/2	2 1/2	4
1/2	13	1 1/8	7	1 3/4	5	2 3/4	4
5/8	11	1 1/4	7	1 7/8	5	3	3 1/2
3/4	10	1 3/8	6	2	4 1/2	3 1/2	3 1/4

[1]) s. u. A.: Des Ingenieurs Taschenbuch, herausgeg. v. Ver. „Die Hütte“.

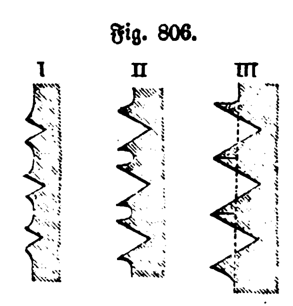
C. Metrisches Gewindesystem (Delisle) (vergl. Fig. 805).

D = Bolzendurchmesser. *d* = Kerndurchmesser. *h* = Ganghöhe in mm.

D	d	h	D	d	h	D	d	h
5	3,5	1,0	14	11,3	1,8	26	21,2	3,2
6	4,5	1,0	16	13,0	2,0	28	23,2	3,2
7	5,2	1,2	18	14,7	2,2	30	24,6	3,6
8	6,2	1,2	20	16,4	2,4	32	26,6	3,6
9	6,9	1,4	22	17,8	2,8	36	30,0	4,0
10	7,9	1,4	24	19,8	2,8	40	33,4	4,4
12	9,6	1,6						

Das schon seit langer Zeit gebräuchliche Werkzeug zur Erzeugung der Gewindegänge auf einem cylindrisch gearbeiteten Bolzen, das sogenannte Schneideisen, besteht seinem Wesen nach aus einem gehärteten Stahlstück, welches in einer Durchbohrung die entsprechenden Muttergewinde enthält, die dazu dienen, auf dem Mantel des Bolzens die passenden Gewinde zu erzeugen, wenn der an seinem Ende etwas verjüngte Bolzen in dieses Schneideisen eingedrückt und hierauf das letztere um den Bolzen gedreht wird. Bei diesem Verfahren kann von einer eigentlichen Schneidwirkung schon deswegen nicht gesprochen werden, weil Schneidkanten gar nicht vorhanden sind, die das Material aus den Zwischenräumen zwischen den einzelnen Gängen ausheben oder ablösen könnten. In Wirklichkeit entstehen hierbei auch die vertieften Gänge nicht durch Ausschneiden von Material, sondern durch ein Verdrängen desselben, indem sich die hervorstehenden Gänge des harten Muttergewindes bis zu gewisser Tiefe in das Material des Bolzens eindrücken.

Fig. 806.

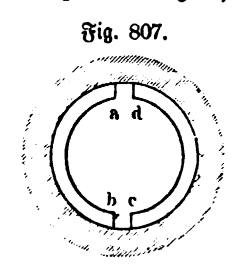


Hiermit steht die Verdrängung des Materials nach der Seite in Verbindung, in Folge deren zu jeder Seite eines solchen vertieften Ganges ein hervorstehender Grat aufgeworfen wird, Fig. 806 I. Wenn man dieses Verfahren mit mehreren Schneideisen mit stufenweise abnehmender Lichtweite nach einander vornimmt, so wiederholt sich der Vorgang der Gratbildung, Fig. 806 II, bis zuletzt die beiden zwischen zwei vertieften Gängen aufgeworfenen Ränder sich gegen einander legen, und in ihrer Vereinigung den äußeren Theil des Gewindeganges bilden, Fig. 806 III. Hiermit steht die

bekannte Erscheinung in Uebereinstimmung, daß der Durchmesser der hergestellten Gewindegänge größer ausfällt, als der Durchmesser des Bolzens, was man bei der Herstellung einer Schraube nach diesem Verfahren zu berücksichtigen hat, indem man den Durchmesser des Bolzens mit Rücksicht auf dieses Aufschneiden der Gewinde etwa um die Gangtiefe t kleiner wählt, als der äußere Durchmesser der Schraubengewinde werden soll.

Es ist ersichtlich, daß diese Wirkungsart eine sehr unvollkommene sein muß, denn abgesehen davon, daß diese Herstellung der Gewindegänge durch Verdrücken des Materials große mechanische Arbeit erfordert und auch nur bei hinreichend dehnbaren Stoffen zum Ziele führen kann, ist mit diesem Verdrücken fast immer eine wesentliche Streckung des Bolzens verbunden, die wegen der Ungleichmäßigkeit des Materiales an verschiedenen Stellen verschieden ist, wodurch der Bolzen auch leicht krumm gebogen wird. Hierunter muß natürlich auch die Gleichmäßigkeit der Gewinde leiden, und es ist, wie die Erfahrung zeigt, nicht möglich, mit demselben Schneideisen zwei Schrauben zu erzeugen, deren Gewinde in der Steigung genau übereinstimmen. Man kann diese Schneideisen wesentlich verbessern, wenn man nach Fig. 807 zwei Furchen oder Schlitze im Inneren der Mutter anbringt, wodurch man an den Kanten bei a, b, c und d scharfe Ränder oder Schneidkanten erhält, die mit dem Querschnitte des zu erzeugenden Gewindes nach den Ebenen $a\,b$ und $c\,d$ übereinstimmen. Von diesen Kanten kann aber offenbar nur eine einzige wirklich schneiden, nämlich diejenige, die zuerst auf dem Bolzen zur Wirkung kommt, denn jede Stelle im Umfange des Bolzens, die an dieser ersten Schneidkante vorbeigegangen ist, hat dabei eine der Form dieser Schneidkante genau entsprechende Vertiefung angenommen, welche nachher bei dem Vorübergehen an den übrigen ebenso gestalteten Kanten einer Bearbeitung nicht mehr unterliegen kann.

Fig. 807.



Derartige Schneideisen werden übrigens nur zur Herstellung der kleinsten Schrauben angewendet, deren Durchmesser nicht mehr als etwa 5 mm beträgt, während man sich für die stärkeren Schrauben der sogenannten Kluppen bedient, wovon Fig. 808 ein Beispiel darstellt. Hierbei erscheint die zum Schneiden dienende Mutter in zwei oder mehrere Theile zerlegt, die in dem rahmenartigen Mittelstücke der Kluppe derartig verschiebbar gelagert sind, daß sie einander nach Bedarf genähert werden können. Aus der Figur ist zu erkennen, wie die Verschiebung der Backe b gegen die festliegende Backe a durch die Schraube c geschieht, und es ist ersichtlich, daß hierdurch ein Mittel gegeben ist, um die Gewindegänge allmählich durch mehrere auf einander folgende Schnitte auszutiefen. Wie dies geschieht, ist mit Hülfe

der Fig. 809 ersichtlich. Hierin möge *abcd* den Durchschnitt des mit Gewinde zu versehenden Bolzens vom Halbmesser $R = am$ vorstellen, und der Kreis durch *e* vom Halbmesser $r = em$ den Querschnitt des Kernes der Schraube bedeuten, bis zu welchem das Gewinde ausgeschnitten werden soll, so daß die radiale Gangtiefe durch $ae = R - r$ dargestellt werden möge. Die beiden Backen *A* und *B*, von denen angenommen werden soll, daß die auf ihren Innenflächen angebrachten Muttergänge genaue Umhüllungsflächen der fertigen Schraubengewinde darstellen, werden dann bei dem Beginne des Schneidens so weit zusammengestellt, daß die Ecken *f, g, k*

Fig. 808.



Fig. 809.

und *i* sich bis zu einer geringen Tiefe in das Material des Bolzens eindrücken. Wenn man alsdann die Kluppe in der Richtung des Pfeiles um die Axe des Bolzens herumdreht, so bewegen sich diese Ecken *f, g, k, i* in Schraubenlinien, deren Neigung mit derjenigen α_1 der Muttergewinde **innen** übereinstimmt, und für welche man die Gleichung hat

$$tg\,\alpha_1 = \frac{h}{2\pi r},$$

unter *h* die Steigung oder Ganghöhe der Schraube verstanden. Hierbei wirken die beiden Ecken *f* und *k* in gewissem Grade schneidend oder schabend,

indem sie kleine Späne aus dem Bolzen vor sich her schieben, während die zurückstehenden Ecken g und i eine solche Schabwirkung nicht ausüben, vielmehr nur ein Niederdrücken des Materiales verursachen können. Die schneidende Wirkung der Ecken f und k wird offenbar dadurch erhöht, daß man den Schneidwinkel durch die in der Figur punktirt angedeutete Begrenzung verkleinert, während durch eine solche Zuschärfung die Wirkung der rückstehenden Ecken g und i nicht verändert wird. Auch erkennt man aus der Figur, daß das Vorhandensein der Einschnitte l und n in der Mitte der Backen für die Wirkungsweise ohne Nutzen ist, da die hierdurch gebildeten Ecken sich der Wirkung auf den Bolzen gänzlich entziehen, so lange wenigstens, als die Halbmesser des in den Backen enthaltenen Muttergewindes mit denjenigen R und r des zu erzeugenden Schraubengewindes übereinstimmen, wie hier angenommen worden ist. Nur wenn der innere Halbmesser der Backengewinde gleich oder größer wäre, als der äußere Halbmesser R des Bolzens, würde darauf zu rechnen sein, daß diese mittleren Ecken zur Wirkung kämen. Man hat in der That eine solche Anordnung bei einzelnen Ausführungen gewählt, um gewisse Uebelstände zu vermeiden, die sich bei der Anwendung der Gewindebacken einstellen, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, doch sind mit der gedachten Anordnung dann wieder andere Nachtheile verbunden.

Denkt man sich nämlich die Kluppe, Fig. 809, um 180 Grad herumgedreht, so haben die vier Ecken f, g, k und i sich in vier Bahnen bewegt, die keineswegs, wie es verlangt wird, einer und derselben, sondern vier verschiedenen neben einander herlaufenden Schraubenlinien angehören. Diese Schraubenlinien sind nämlich sämmtlich gegen den zur Axe senkrechten Querschnitt des Bolzens unter dem Neigungswinkel α_1 geneigt, der dem inneren Halbmesser des Muttergewindes zugehört, und durch $tg\,\alpha_1 = \frac{h}{2\pi r}$ gegeben ist. Da sie aber auf dem Umfange des Bolzens entsprechend dem äußeren Halbmesser R beschrieben sind, so hat jede der vier Ecken f, g, k und i bei der gedachten halben Umdrehung eine axiale Verschiebung erfahren, die sich zu $\pi R\,.\,tg\,\alpha = \frac{R}{r}\frac{h}{2}$ berechnet. Da nun aber die Ecke f in der Axenrichtung nur um $\frac{h}{2}$ gegen die diametral gegenüberliegende Ecke k versetzt ist, so muß die von f beschriebene Schraubenlinie um die Größe

$$\frac{R}{r}\frac{h}{2} - \frac{h}{2} = \frac{R-r}{r}\frac{h}{2}$$

in der Axenrichtung gegen die von der Ecke k beschriebene versetzt erscheinen. Ebenso ist zu erkennen, daß die Bahn, in welcher sich die zurückstehende

Ecke g bewegt, nicht mit der von der vorhergehenden Ecke k beschriebenen zusammenfallen kann, wie folgende Rechnung ergiebt. Bezeichnet man mit $s = gk$ die gerade Entfernung der beiden Ecken g und k von einander, so sind diese beide Ecken um einen Mittelpunktswinkel γ gegen einander versetzt, der durch $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{s}{2r}$ gegeben ist, und es entspricht diesem Winkel ein in der Axenrichtung gemessener Abstand von $\frac{\gamma}{2\pi} h$. Dagegen hat die Ecke g in Folge ihrer Bewegung in der schraubenförmigen Bahn vom Neigungswinkel α_1 sich in der Richtung der Axe um den Betrag $\frac{\gamma_1}{2\pi} h$ verschoben, wenn sie unter k getreten, d. h. wenn sie um den Winkel $\gamma_1 = gmk$ herumgedreht ist, um welchen die beiden Angriffspunkte der Ecken g und k im Umfange des Bolzens von einander abstehen.

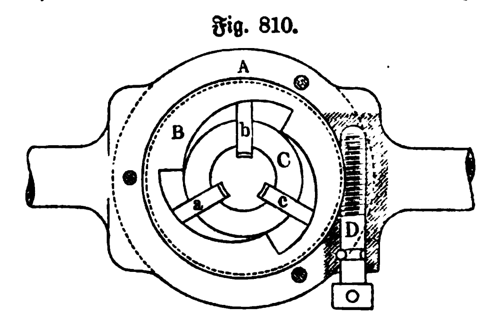
Abgesehen ferner davon, daß die von den vier einzelnen Ecken der Backen erzeugten Furchen nicht zusammenfallen, muß man bemerken, daß auch der Neigungswinkel α_1 aller dieser Schraubenlinien nicht der richtige, d. h. nicht derjenige ist, welcher an der fertigen Schraube im äußeren Umfange vorhanden sein soll. Da dieser letztere Winkel α durch $tg\,\alpha = \frac{h}{2\pi R}$ bestimmt wird, so ist der Fehler um so größer, je mehr die Halbmesser r und R von einander abweichen. Wenn trotzdem durch die Wirkung der Backen schließlich das richtige Schraubengewinde hergestellt wird, so erklärt sich dies dadurch, daß die angeführte Abweichung der Neigungswinkel in dem Maße geringer wird, in welchem die Backen behufs der allmählichen Vertiefung der Gewindegänge einander genähert werden, bis zuletzt, wenn das Gewinde vollständig ausgeschnitten ist, die Uebereinstimmung der Neigungswinkel für alle Punkte stattfindet, so daß die Muttergewinde sich überall an die erzeugten Bolzengewinde anschließen. Dieses Ergebniß kann natürlich nur dadurch erreicht werden, daß die Wirkung nicht bloß in einem Abschneiden oder Abschaben von Spänen besteht, sondern daß in gewissem Sinne auch ein Verdrängen der Materialtheile stattfindet, in Folge wovon die anfänglich neben einander liegenden Schraubenfurchen in eine einzige übergehen. Diese eigenthümlich drückende oder knetende Wirkung muß daher auch die in Betreff der Schneideisen angeführten Uebelstände, wenn auch in geringerem Maße, im Gefolge haben, so daß der Bolzen durch ungleichmäßiges Strecken gekrümmt wird und das fertige Gewinde einen etwas größeren Durchmesser zeigt, als der Bolzen hatte.

Ein bei der Herstellung der Gewinde durch diese Backen noch besonders in Betracht kommender Uebelstand besteht ferner darin, daß die ganze Arbeit des Abschälens von Spänen hierbei nur einer einzigen Ecke, der vordersten

in der Bewegungsrichtung, überwiesen ist, und daß hinterhalb dieser schneidenden Kante ein Anstellwinkel, wie er für jede gute Schneidwirkung erforderlich ist, gänzlich fehlt. In Folge dessen legen sich die auf die schneidende Kante folgenden Flächen der Backengewinde in allen Punkten dicht gegen die von jener Kante erzeugten Schnittflächen an, womit eine erhebliche Reibung verbunden ist, welche die Umdrehung der Kluppe erschwert. Dieser Uebelstand, welcher bei dem Beginne des Gewindeschneidens nicht vorhanden ist, wie die Betrachtung der Figur 809 zeigt, stellt sich in dem Maße ein, wie die Backen einander genähert werden, und äußert sich am schädlichsten bei dem letzten Schnitte.

Man giebt, wie schon vorstehend angeführt wurde, zuweilen auch den Backen eine größere Weite, als dem fertigen Bolzen entspricht, indem man den inneren Halbmesser der Backen gleich dem äußeren des Bolzens macht. Dadurch erreicht man allerdings, daß bei dem Beginne des Schneidens die von den jetzt in der Mitte bei l und n liegenden Ecken erzeugten Schraubenlinien diejenige richtige Neigung haben, die dem Bolzenumfange zukommt. Dagegen aber stimmt bei Beendigung des Schneidens die Neigung der Schraubenlinien bei den Backen und dem Bolzen an keiner Berührungsstelle beider überein, so daß eine derartige Anordnung nicht zweckmäßig erscheinen kann.

Fig. 810.

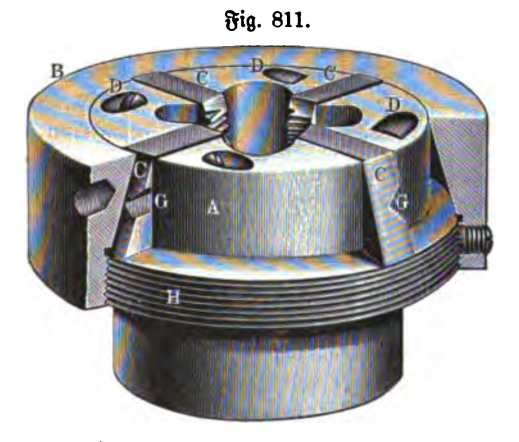


Die hier angeführten Kluppen hat man in mannigfach verschiedener Weise ausgeführt, es möge in dieser Hinsicht nur der von Whitworth angegebenen Einrichtung Erwähnung gethan werden. In dieser durch Fig. 810 dargestellten Kluppe werden drei Backen a, b, c verwendet, die als nur schmale Stahlplättchen gebildet, im Inneren mit den den Muttergewinden entsprechenden zahnartigen Schneiden versehen sind, und in radialer Richtung verschoben werden können. Zu diesem Zwecke ist der in der Kluppe A drehbare Ring B angebracht, der durch drei spiralförmige Flächen im Inneren gegen die Enden der Backen drückt und dieselben in ihren radialen Führungsschlitzen verschiebt, wenn er durch die Schraube D gedreht wird, die zu dem Ende in die am Umfange des Ringes B eingeschnittenen Schneckenradzähne eingreift. In Folge der geringen Breite dieser Backen ist der axial gemessene Abstand der beiden Ecken einer jeden solchen Backe nur unbedeutend, und es werden daher die anfänglich von diesen beiden Ecken erzeugten Schraubenfurchen nur unmerklich von einander abweichen.

Dagegen erhalten diese Furchen ebenfalls wieder einen zu großen Neigungswinkel, wie er dem Kerne der Schraube entspricht, so daß die drei Backen drei verschiedene Schraubenfurchen einschneiden, die in derselben Art, wie vorstehend angegeben, erst allmählich in die richtige Form übergehen. Hierbei muß es als ein Nachtheil angesehen werden, daß die schmalen Backen wegen der geringen Länge der Berührungsflächen mit dem Bolzen eine weniger sichere Führung ermöglichen, in Folge wovon leichter ein ungenaues Gewinde zum Vorschein kommt, während andererseits diese geringere Berührungsfläche auch einen kleineren Reibungswiderstand veranlassen wird. In Betreff des mangelnden Anstellwinkels gelten die für die Fig. 809 gemachten Bemerkungen in gleicher Weise.

Gegenüber den hier besprochenen älteren Kluppen zeigt Fig. 811 eine solche, wie sie neuerdings namentlich von amerikanischen Werkzeugfabriken ausgeführt wird, deren Einrichtung übrigens mit derjenigen einer schon früher patentirten französischen Erfindung im wesentlichen übereinstimmt[1]). Diese Kluppe enthält drei oder vier schmale Backen C, die, in radialen Einschnitten der Scheibe A befindlich, durch Stellschrauben D unveränderlich festgehalten werden. Ein über die Scheibe H geschraubter Ring B, welcher mit seiner conischen Innenfläche gegen die schrägen Hinterflächen der Backen drückt, kann dazu dienen, die sämmtlichen Backen gleichmäßig bis zu gewissem Betrage nach innen central zu verstellen, worauf die Festsetzung der Backen in der ihnen gegebenen Lage durch die Schrauben D erfolgt, deren Enden in die in die Seitenflächen der Backen eingefräßten Nuthen G eintreten. Diese Verstellung hat sonach nicht den Zweck, wie bei den älteren Kluppen der Fig. 808, den Schnitt allmählich zu vertiefen, sondern dient nur dazu, bei eingetretener Abnutzung die Backen dem richtigen Durchmesser entsprechend wieder einzustellen. Diese Backen sind nämlich so eingerichtet, daß das Gewinde in seiner vollen Tiefe vermöge eines einmaligen Durchganges fertig geschnitten wird, zu welchem

Fig. 811.



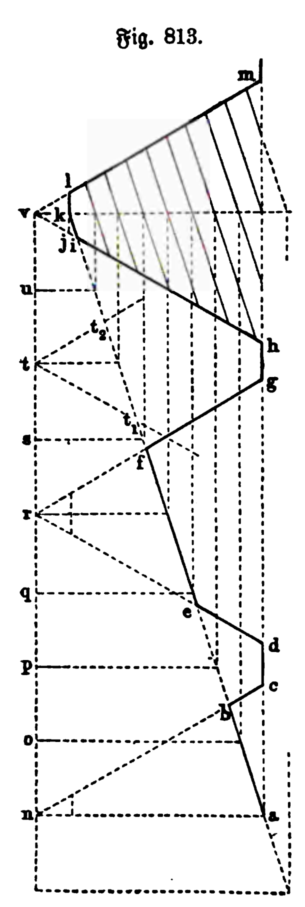
[1]) Le génie industrielle, Febr. 1858, S. 62. S. a. H. Fischer, Ueber das Schneiden der Schraubengewinde, Ztschr. deutsch. Ing., Bd. XXIX (1885), S. 197.

Ende man die ersten Gewindegänge schräg weggeschnitten hat, wie aus Fig. 812 ersichtlich ist, welche eine Backe besonders vorstellt. Man kann sich die Wirkung dieser Abschrägung wie folgt versinnlichen.

Fig. 812.



Fig. 813.

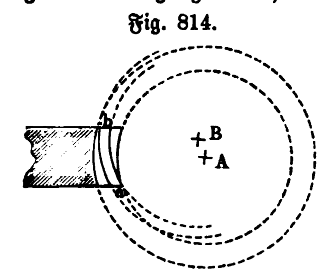


Denkt man sich die Backengewinde in der Länge von zwei oder drei Gängen nach einer Kegelfläche ak, Fig. 813, ausgedreht, deren Durchmesser bei a mit dem äußeren und bei k mit dem inneren Durchmesser des Schraubengewindes übereinstimmt, so fällt das Gewinde bei a ganz fort und die in dieser Kegelfläche liegenden Durchschnitte mit den Backen ergeben eine Reihe von Schneidkanten, von denen in der Richtung von a nach k hin jede folgende etwas weiter nach innen hervorragt, als die vorhergehende, so daß jede Kante dem entsprechend zur Wirkung kommt. In der Figur ist der Durchschnitt durch zwei Gewindegänge einer Schraube mit Sellers'schem Gewinde gegeben und darin stellen abc, $defg$ und $hiklm$ die Schneidkanten in einer der vier Backen vor. Um auch die Schneidkanten der übrigen Backen zu erhalten, hat man nur nöthig, die Ganghöhe $nr = rv$ in je vier gleiche Theile zu theilen und diesen Theilpunkten $o, p, q \ldots$ gemäß den zugehörigen Gewindequerschnitt zu zeichnen, wodurch man beispielsweise dem Punkte t entsprechend die Schneidkante in $t_1 t_2$ findet. Die so erhaltenen Schneidkanten sind in denselben Gewindequerschnitt $hiklm$ gezeichnet, woraus man erkennt, in welcher Weise sich jede der betrachteten Schneidkanten an der Aushebung des Gewindeganges zu betheiligen hat, indem jede der einzelnen trapezförmigen Flächen zwischen je zwei Schneidkanten den Querschnitt des von der vorausgehenden Kante abzulösenden Spanes vorstellt. Hierdurch wird es möglich, das Gewinde in seiner ganzen Tiefe mit einem

einmaligen Durchgange des Bolzens rein auszuschneiden. Es gehört hierzu erfahrungsmäßig eine geringere Arbeit, als bei der Verwendung der älteren Kluppen mit zusammenstellbaren Backen nach Fig. 808. Auch dürfte es nicht schwer sein, aus den in §. 148 über die Wirkungsweise der Stichel angestellten Betrachtungen zu folgern, daß zum Ablösen des durch $mlkyh$ im Querschnitt dargestellten Materials in Form einer größeren Anzahl dünner Späne jedenfalls eine geringere Kraft erforderlich ist, als wenn man dieses Material in Form eines einzigen Spanes abschälen wollte. Es ist übrigens ersichtlich, daß man die Dicke der von den einzelnen Kanten abzulösenden Späne beliebig dadurch verkleinern kann, daß man die kegelförmige Ausweitung über mehr als zwei Gewindegänge erstreckt; während z. B. bei der in der Figur gemachten Annahme, daß diese Ausweitung sich auf zwei Gänge erstrecken soll, im Ganzen 11 Schneidkanten sich ergeben, würde man bei einer Ausweitung von drei oder vier Gängen auf etwa 15 oder 19 schneidende Kanten rechnen dürfen.

Es wurde im Vorhergehenden angeführt, daß die gedachte Ausweitung einiger Gewindegänge durch eine kegelförmige Fläche geschehen solle. Wenn man dies einfach in der Art ausführen wollte, daß man die Backen nach einer zur Axe der Schraube concentrischen Kegelfläche ausdrehte, so würde man eine sehr unvortheilhafte Schneidwirkung erzielen. Es würde nämlich in diesem Falle nicht nur an jeder der besagten Schneidkanten der Anstellungswinkel fehlen, sondern es würde sogar die an die Schneidkante sich anschließende Fläche des Backengewindes nach innen noch weiter hervorragen, als die schneidende Kante selbst, so daß hierdurch starke Zwängungen und große Reibungswiderstände hervorgerufen werden müßten. Man kann sich aus der Fig. 813 leicht hiervon Rechenschaft geben, wenn man die der Breite einer Backe zugehörige Ansteigung der Schraube auf der Geraden nv von einem der Theilpunkte $o, p, q \ldots$ aus nach oben anträgt und für den so erhaltenen Punkt den Gewindequerschnitt zeichnet, welcher dann die hintere oder in der Bewegungsrichtung zurückstehende Kante der betreffenden Backe ergiebt. Dieser Uebelstand läßt sich dadurch vermeiden, daß man die Gewindegänge für jede Backe durch eine besondere Kegelfläche ausweitet, deren Axe B von derjenigen A der Schraube abweicht, Fig. 814, so daß die hinteren Kanten b gegen die vorangehenden und schneidend wirkenden a um einen genügenden Anstellwinkel zurückstehen.

Fig. 814.



Es ist ersichtlich, daß bei der hier betrachteten Kluppe mit festen Backen die einzelnen Schneidkanten an jeder Stelle genau unter dem richtigen Nei-

gungswinkel das Gewinde einschneiden, d. h. unter dem Winkel, welcher an dieser Stelle dem fertigen Gewinde zugehört, so daß die oben gedachten Mängel hier nicht vorhanden sind, die bei den zusammenstellbaren Backen daraus folgen, daß die Neigung der arbeitenden Kanten zeitweise eine unrichtige, d. h. von derjenigen der zu erzeugenden Schraube abweichende ist.

Ebenso wie man die Gewinde der Schraubenbolzen mit Hülfe einer mit schneidenden Kanten versehenen gehärteten Mutter aus Stahl herstellt, bedient man sich zur Erzeugung der Muttergewinde einer mit schneidenden Kanten ausgerüsteten Schraubenspindel von Stahl, des sogenannten Schraubenbohrers. Zur Herstellung der schneidenden Kanten giebt man diesen Schraubenbohrern verschiedene Querschnitte. Die ältere Form, Fig. 815, ist wenig zweckmäßig wegen der für das Schneiden sehr ungeeigneten Winkel, besser ist es daher, die auf dem Bohrer einzufräsenden Furchen nach Fig. 816 auszuführen. Meistens werden diese Furchen geradlinig nach der Richtung der Axe hergestellt, doch hat man auch solche Bohrer mit schraubenförmig verlaufenden Furchen im Gebrauch, die zwar schwieriger

Fig. 815.

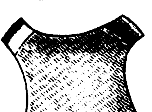


Fig. 816.

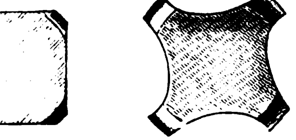
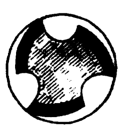
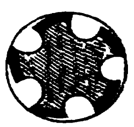


Fig. 817.





herzustellen sind, sich aber durch sichere Führung auszeichnen. Auch werden die besseren Gewindebohrer zur Erzielung des erforderlichen Anstellwinkels hinterdreht, wie Fig. 817 andeutet, und worüber an früheren Stellen, §§. 174, 195, das Nähere angeführt worden ist. Um den Bohrer in die Mutter einbringen zu können, deren Bohrung dem inneren Durchmesser des Schraubengewindes entspricht, pflegt man den Bohrer entweder kegelförmig zu machen, oder man dreht die Gewindegänge des cylindrischen Bohrers von dessen Ende her auf eine gewisse Länge kegelförmig ab. Ausdehnbare Gewindebohrer, d. h. solche, welche man benutzen kann, um verschieden weite Muttern mit Gewinden zu versehen, haben wegen ihrer Mängel und Unvollkommenheiten eine nennenswerthe Anwendung nicht gefunden.

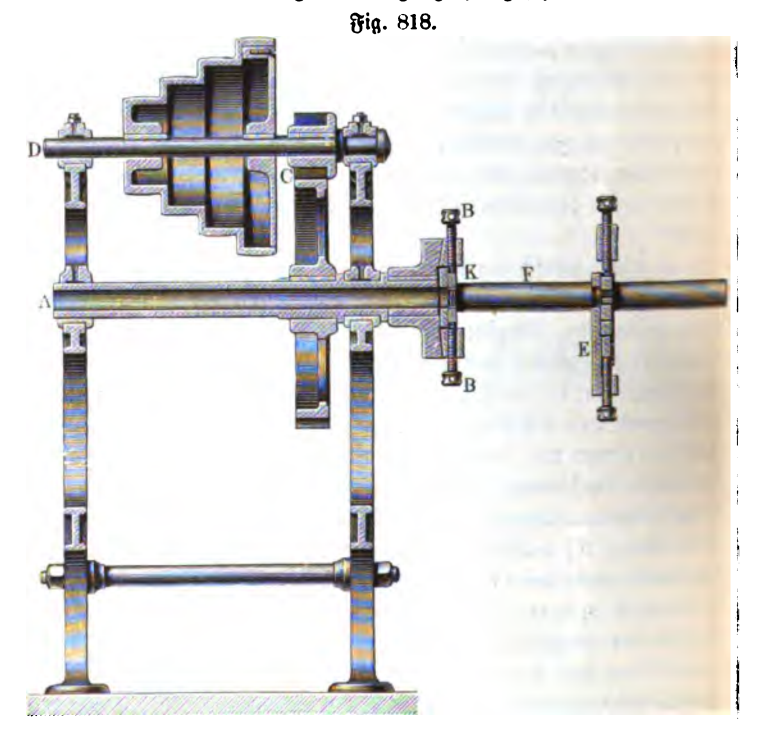
§. 204. **Schraubenschneidmaschinen.** Nach den vorstehenden Bemerkungen über die Einrichtung der Werkzeuge zur Herstellung der Schraubengewinde sind die Maschinen leicht verständlich, deren man sich zu demselben Zwecke bedient. Bei allen Gewindeschneidmaschinen wird nämlich ebenfalls mittels eines Schneidzeuges oder einer Kluppe das Gewinde des Bolzens dadurch erzeugt, daß man dieses Schneidzeug relativ gegen den Bolzen um-

dreht, wobei die erforderliche axiale Verschiebung in derselben Art wie bei den vorgedachten Werkzeugen durch das erzeugte Schraubengewinde selbst hervorgerufen wird. Hierbei ist es im wesentlichen gleichgültig, welchem der beiden Theile, dem Schneidzeuge oder dem Bolzen, man die Umdrehung sowohl wie auch die Verschiebung mittheilt, und man kann daher die Einrichtung sowohl in der Art treffen, daß jedem der beiden genannten Theile eine der zwei gedachten Bewegungen mitgetheilt wird, oder so, daß der eine Theil ganz festgehalten wird, während der andere sowohl die Drehung wie auch die Verschiebung zu machen hat. Bei diesen Maschinen ist daher immer eine in ihren Lagern drehbare Spindel vorhanden, die an einem Ende entweder das Schneidzeug oder den Bolzen aufnimmt, während der andere Theil, also entweder der Bolzen oder das Schneidzeug, in einem Halter angebracht wird, der ganz feststeht, sobald die Spindel sich in ihren Lagern verschieben kann, oder der einer axialen Verschiebung in geeigneten Führungen fähig ist, wenn der Spindel die Verschiebung in ihren Lagern verwehrt ist.

Bei den älteren Maschinen dieser Art wird das Gewinde ähnlich wie mit den älteren Handkluppen nicht mit einem einmaligen Durchgange, sondern vermöge wiederholter Schnitte hergestellt, indem nach jedem Schnitte die Schneidbacken entsprechend genähert werden. Hierzu muß die Spindel nach jedem Schnitte in der entgegengesetzten Richtung umgedreht werden, zu welchem Zwecke man sich eines geeigneten Wendegetriebes, in der Regel mittels eines offenen und eines gekreuzten Riemens, bedient. Eine Maschine dieser älteren Einrichtung zeigt Fig. 818 (a. f. S.) nach Hart's Werke über die Werkzeugmaschinen. Die auf dem Kopfe der hohlen Spindel A befestigte Kluppe K, welche die durch die Schrauben B radial verstellbaren Schneidbacken enthält, wird durch die Zahnräder C von der Vorgelegswelle D aus abwechselnd nach der einen oder anderen Richtung umgedreht, je nachdem die darüber gelagerte Deckenvorgelegswelle durch den offenen oder gekreuzten Riemen von der Hauptbetriebswelle aus bewegt wird. Der zu schneidende Bolzen wird in den Halter E fest eingespannt, der sich mit zwei Augen auf den beiderseits angebrachten runden Führungsstangen F verschieben kann. Ist der in diesem Halter befestigte Bolzen gegen die Kluppe K geführt, und von derselben der Anfang des Gewindes angeschnitten, so zieht sich bei der Umdrehung der Spindel der Bolzen vermöge dieses Gewindes von selbst in die hohle Welle A ein, bis bei genügender Länge des Schnittes die Spindel angehalten werden muß, um die Backen durch die Schrauben B entsprechend dem folgenden Schnitte etwas zusammenzustellen. Hierauf wird die Umdrehung gewechselt, so daß der Bolzen aus der Kluppe wieder heraustritt. Dieser Vorgang ist so oft zu wiederholen, bis das Gewinde vollständig ausgeschnitten ist.

Es ist ersichtlich, daß die Arbeit dieser Maschinen nur langsam und unvollkommen sein wird, und daß mit dem wiederholten Anhalten, Zusammenstellen der Backen und darauf folgendem Einrücken der Maschine ein großer Zeitverlust verbunden sein wird, den man zwar durch verschiedene sinnreiche Anordnungen möglichst zu verringern gesucht hat, der aber immer ziemlich erheblich bleibt. Dagegen wird dieser Uebelstand bei denjenigen Maschinen vermieden, welche ebenso wie die in Fig. 811 dargestellten Kluppen das Gewinde mit einem einmaligen Durchgange fertig schneiden.

Fig. 818.



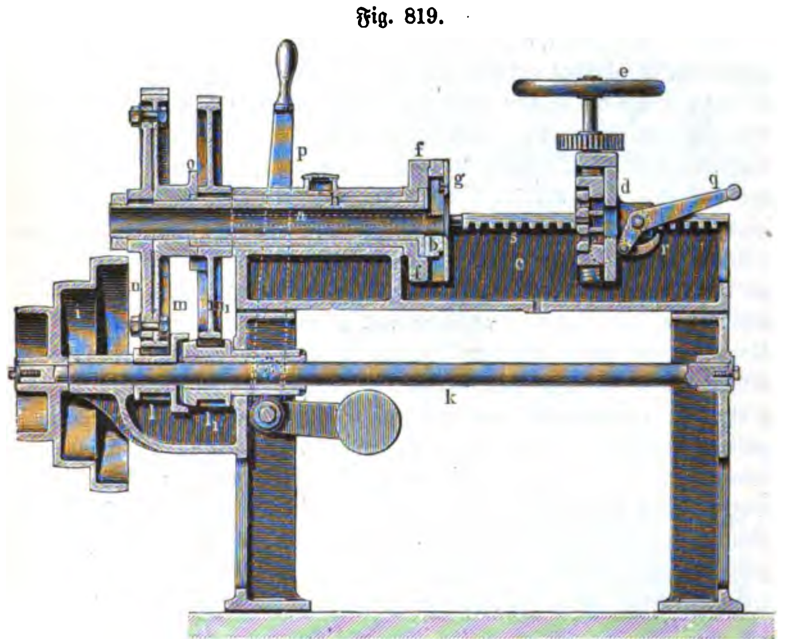
Eine vorzügliche Maschine dieser Art ist die von Sellers angegebene, welche sich besonders noch dadurch auszeichnet, daß die das Schneidzeug tragende Spindel dabei ununterbrochen nach derselben Richtung umgedreht wird. Um dies zu erreichen, ist nämlich die Einrichtung so getroffen, daß man die Kluppe nach vollendetem Schnitte leicht öffnen, d. h. die Backen genügend weit radial von einander entfernen kann, um den Bolzen ungehindert zurückzuziehen. Die Einrichtung dieser Maschine in ihren wesentlichsten Theilen ist aus Fig. 819 [1]) ersichtlich.

---

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen.

Die hohle Axe *a* trägt an ihrem freien Ende die Kluppe *b*, welche in radialen Schlitzen verschieblich drei Backen enthält, die nach Art der Fig. 812 mit theilweise weggeschnittenen Gängen versehen sind, so daß das Gewinde in einem einmaligen Durchgange rein ausgeschnitten wird. Während des Schneidens haben diese drei Schneidbacken eine unveränderliche Stellung, wie sie der Gangtiefe der zu schneidenden Gewinde entspricht, und die Verschieblichkeit dient nur dazu, um nach vollendetem Schnitte die Backen so weit aus der Mittte nach außen zu schieben, daß dann der Bolzen frei zurückgezogen werden kann. Zur Aufnahme des Bolzens dient der auf den Wangen des zu einem Oeltroge gestalteten Gestelles *c* gleitende Halter *d*,

Fig. 819.



der mit zwei senkrecht verschieblichen Backenstücken zum Festspannen des Bolzens versehen ist. Diese Backenstücke werden mittels des Handrades *e* und zweier senkrechten Schraubenspindeln so zusammengespannt, daß der von ihnen festgehaltene Bolzen immer central befestigt ist.

Um die Gewindebacken in ihren radialen Schlitzen verschieben zu können, dient eine die Kluppe *b* umfangende Kapsel *f*, die das vordere Ende einer zweiten Hohlwelle *h* bildet, welche diejenige *a* der Kluppe umgiebt. Da die vordere Stirnplatte *g* dieser Kapsel mit drei spiralförmig verlaufenden Rippen oder vorstehenden Leisten versehen ist, die in passende Einschnitte der Backen eintreten, so können durch eine relative Verdrehung der Kapsel *f*

gegen die im Inneren befindliche Kluppe die Schneidbacken gleichmäßig nach außen oder innen verschoben werden, je nachdem die Drehung nach der einen oder anderen Seite erfolgt.

Bei dem Schneiden des Gewindes drehen sich die beiden hohlen Axen *a* und *h*, also auch die Kluppe *b* und die umgebende Kapsel *f* wie ein einziges zusammenhängendes Stück, und zwar dadurch, daß die von der Stufenscheibe *i* aus umgedrehte Vorgelegswelle *k* mittels des kleinen Zahngetriebes *l* das Zahnrad *m* umdreht, welches mittels des durch Schrauben an ihm befestigten Armes *n* die innere Axe *a* mit der Kluppe *b* mitnimmt. Gleichzeitig wird aber auch die äußere Axe *h* mit der Kapsel *f* zur Drehung dadurch gezwungen, daß ein an der Nabe des Zahnrades *m* befindlicher Knaggen *o* sich gegen einen Ansatz legt, der an der Nabe des Rades m_1 angebracht ist, welches auf die äußere Axe *h* der Kapsel *f* gekeilt ist. Wenn in dieser Weise der in dem Halter *d* befestigte Bolzen hinreichend weit mit Gewinde versehen worden ist, wobei er in die Höhlung der Axe *a* eintreten kann, so wird die Oeffnung der Kluppe dadurch bewirkt, daß man mittels des Hebels *p* das auf der Vorgelegswelle *k* lose befindliche Zahnrad l_1 gegen dasjenige *l* anpreßt, so daß in Folge der an der kegelförmigen Berührungsfläche dieser beiden Räder erzeugten Reibung auch das Rad l_1 sich an der Umdrehung der Vorgelegswelle *k* betheiligen muß. In Folge dessen erhält nun das Zahnrad m_1 und mit ihm die äußere Axe *h* mit der Kapsel *f* eine etwas schnellere Bewegung, als die innere Axe *a* mit der Kluppe, weil das Umsetzungsverhältniß zwischen den Rädern l_1 und m_1 größer ist, als dasjenige zwischen *l* und *m*. Hierdurch wird die Kluppe *b* geöffnet, so daß der fertig geschnittene Bolzen ohne weiteres an der Handhabe *q* des Halters *d* zurückgezogen und durch einen neu zu schneidenden Bolzen ersetzt werden kann. Die Umdrehung der Vorgelegswelle *k* und der Kluppe *b* dauert während dieser Zeit ununterbrochen fort, und man hat zum Schließen der Kluppe nur durch Umlegen des Hebels *p* das Zahnrad l_1 fest gegen das Gestell der Maschine zu drücken. Da hierdurch das Zahnrad m_1 mit der äußeren Röhre und der Kapsel *f* festgehalten wird, so schieben sich die Backen in den spiralförmigen Nuthen der Kapsel so weit nach innen, bis durch den Knaggen *o* die äußere Röhre wieder mitgenommen wird, worauf das Gewindeschneiden in derselben Weise wieder beginnt.

Um hierbei die Tiefe zu regeln, bis zu welcher die Backen nach innen geschoben werden, wird das lose auf die innere Axe *a* gesteckte Rad *m* mit dieser Axe durch den Arm *n* verbunden, der auf die Röhre *a* festgekeilt und an beiden Enden mit kreisbogenförmigen Schlitzen versehen ist, die dem Rade *m* eine Verdrehung gegen den Arm *n* gestatten, so daß man den Winkel genau begrenzen kann, um welchen bei dem Schließen der Kluppe die innere Röhre *a* sich um die festgehaltene äußere *h* drehen kann, ehe der

knaggen *o* die letztere mitnimmt. Die zum Vorschieben des Bolzenhalters *d* ienende Handhabe *q* kann vermöge ihrer Einrichtung als Hebel wirken, ndem eine an diesem Halter angebrachte Sperrklinke *r* sich bei dem Empor- eben des Handgriffes zwischen die an dem Gestelle angegossenen Schalt- ähne *s* stemmt, wodurch es möglich wird, den Bolzen beim Beginn des Anschneidens kräftig gegen die Gewindebacken zu pressen.

Fig. 820a.

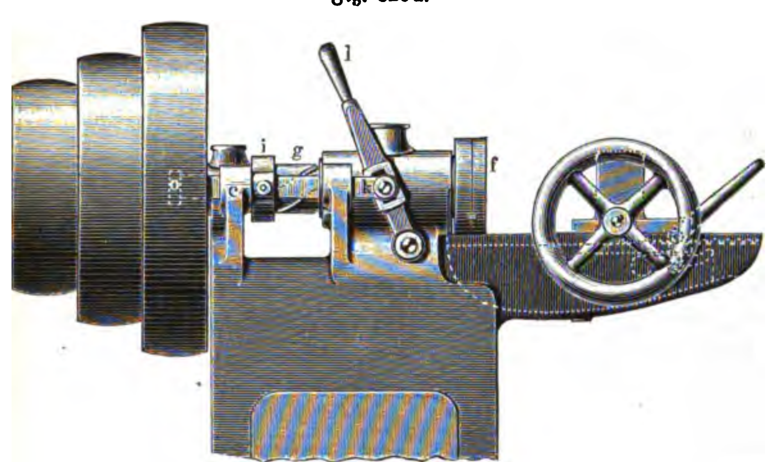


Fig. 820b.

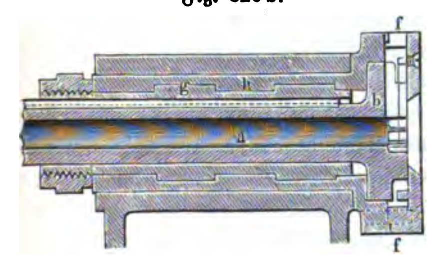
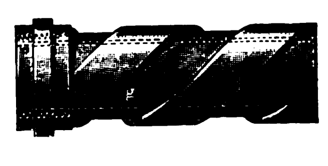


Fig. 820c.



Soll die Maschine zum Mutternschneiden benutzt werden, so nimmt die Kluppe nach Herausnahme der Schneidbacken den Gewindebohrer mittels einer passenden Hülse auf, während die zu schneidende Mutter in den Bolzen- halter *d* eingespannt wird.

Bei der einfacher eingerichteten Maschine, Fig. 820a bis Fig. 820c, wie sie in der Maschinenfabrik von Collet & Engelhardt in Offenbach, ausgeführt ist, bedient man sich auch einer Kluppe *b*, die in ähnlicher Art, wie bei der vorgedachten, durch eine Kapsel *f* geöffnet oder geschlossen wird,

je nachdem man die letztere gegen die innere Rohrwelle *a* der Kluppe nach der einen oder anderen Richtung um einen gewissen Winkel verdreht. Diese gegensätzliche Drehung wird hierbei jedoch durch die Verschiebung eines Stellrohres *g* erzielt, das zwischen der äußeren Rohrwelle *h* der Kapsel *f* und der inneren Welle *a* der Kluppe angebracht ist. Dieses Stellrohr, Fig. 820c, ist mit einer in seiner Bohrung befindlichen Nuth auf einer Feder verschieblich, die auf der Welle *a* der Kluppe *b* angebracht ist, so daß dieses Rohr an der Umdrehung der Kluppe sich stets betheiligen muß, aber einer axialen Verschiebung befähigt ist. Dagegen trägt das Stellrohr *g* auf seinem äußeren Umfange ein steiles Schraubengewinde, welches in ein entsprechendes Muttergewinde im Inneren der äußeren Rohrwelle *h* eingreift. Hieraus ergiebt sich, wie durch eine Verschiebung des Stellrohres die äußere Rohrwelle mit der Kapsel die zum Schließen oder Oeffnen der Kluppe erforderliche Verdrehung annimmt, da die Neigung des auf dem Stellrohre angebrachten Gewindes hierzu steil genug ist. Die Verschiebung findet an einem Handhebel *l* statt, der eine das Stellrohr umfangende Gabel *i* ergreift, so daß die Kluppe geöffnet ist, wenn diese Gabel sich gegen das feste Lager *c* lehnt, wie in der Fig. 820a angegeben ist. Soll die Kluppe geschlossen werden, so zieht man den Hebel *l* nach rechts, bis der Bundring *o* auf der Stange *k* der Gabel sich gegen die andere Seite des Lagers *c* legt. Da die Gabel *i* auf ihrer Schubstange *k* verstellt werden kann, so läßt sich die durch den Zwischenraum zwischen *o* und *c* bestimmte Verschiebung so regeln, daß die Verdrehung der Kapsel gegen die Kluppe und damit die radiale Verschiebung der Schneidbacken einen ganz bestimmten Betrag hat, zu welchem Ende eine auf der besagten Schubstange *k* angebrachte Eintheilung den nöthigen Anhalt giebt. Bei dieser Maschine wird die äußere Röhre mit der Kapsel *f* durch die steilen Schraubengewinde auf dem Stellrohre immer von der Welle *a* der Kluppe mitgenommen, abweichend von der vorher besprochenen Maschine, Fig. 819, bei welcher die äußere Röhre mit der Kapsel zeitweise ganz still steht, wenn das treibende Zahngetriebe durch die Reibung am Gestell angehalten wird. Im übrigen stimmen die beiden Maschinen in den wesentlichsten Punkten überein.

Was die Anwendung der Drehbank zum Gewindeschneiden betrifft, so mag hier bemerkt werden, daß man zuweilen auch Drehbänke ohne Leitspindeln dazu einrichtet, indem man auf der Drehbankspindel eine sogenannte Patrone anbringt. Dies ist eine kurze, mit möglichst genauen Gewinden versehene Schraube, die vermöge ihrer hülsen- oder röhrenförmigen Gestalt auf das hintere Ende der Spindel aufgeschoben werden kann, so daß sie an deren Umdrehung Theil nimmt. Wenn nun eine zu diesen Gewinden passende, in der Regel sich nur auf einen Theil des Umfanges erstreckende Mutter fest am Spindelstocke angebracht ist, so nimmt die Drehbankspindel

bei ihrer Umdrehung eine Verschiebung nach der Axenrichtung an, was ihr durch die cylindrisch gebildeten Lager im Spindelstocke ermöglicht wird. Das Einschneiden der Gewinde erfolgt hierbei in der Regel mittels eines Handstichels, der mit mehreren, den Gewindequerschnitten genau entsprechenden Zähnen versehen ist. Man erkennt leicht, daß diese Einrichtung sich nur für die Herstellung von kurzen Schrauben eignen kann, und daß dabei die in der Regel durch einen Fußtritt bewegte Spindel abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden muß. Man hat übrigens die Einrichtung auch so getroffen, daß die Drehbankspindel in ihren Lagern sich nicht verschieben kann, und daß man die erforderliche Verschiebung dem im Support befestigten Stichel mittheilt, indem die sich in die Gänge der Patrone einlegenden Muttergewinde fest mit dem Support verbunden werden.

Es ist ersichtlich, daß man jede gewöhnliche Drehbank zum Schneiden von Muttergewinden benutzen kann, wenn man den Gewindebohrer mit der Spindel befestigt und die zu schneidende Mutter in dem auf dem Bett frei verschieblichen Support anbringt. Auch kann ein zwischen die Spitzen der Drehbank gespannter Mutterbohrer dazu dienen, die den Muttergewinden einer Schraube ohne Ende entsprechenden Zähne des zugehörigen Schneckenrades zu schneiden, wozu nur erforderlich ist, das zu schneidende Rad lose drehbar auf einen Dorn oder Bolzen zu setzen, der im Support eingespannt ist, so daß man mittels des Querschiebers das Arbeitsstück gegen den Gewindebohrer allmählich bis zur Erlangung der nöthigen Zahntiefe vorschieben kann.

Schleifmaschinen. Alle in diesem Capitel besprochenen Maschinen sind nur zur Bearbeitung von Materialien geeignet, deren Härtegrad geringer ist als derjenige der zur Wirkung kommenden stählernen Stichel oder sonstigen Werkzeuge. Wenn es sich dagegen um die Bearbeitung härterer Gegenstände handelt, so kann eine solche nur durch das Schleifen mittels der noch härteren Schleifmittel geschehen, welche in verschiedenen Mineralien, wie Korund oder Schmirgel, Quarz u. s. w., dargeboten werden. Aus diesem Grunde hat man von dem bekannten Schleifsteine zum Schärfen der Schneidinstrumente von jeher Gebrauch gemacht, ebenso wie die Bearbeitung des Glases und der Edelsteine im wesentlichen immer nur durch Schleifen geschehen ist. Man kann unter dem Schleifen im allgemeinen das Abstoßen sehr kleiner Materialtheilchen von der Oberfläche des betreffenden Gegenstandes verstehen, welches dadurch hervorgebracht wird, daß der zu bearbeitende Gegenstand mit einem gewissen Drucke gegen das wirksame Schleifmittel gepreßt und ihm eine mehr oder minder schnelle gegensätzliche Bewegung zu demselben mitgetheilt wird. Indem hierbei die einzelnen hervorragenden Körnchen des Schleifsteins oder anderen Schleifmittels unter

§. 205.

dem Einflusse des wirkenden Druckes bis zu einer gewissen sehr kleinen Tiefe in das Material des Arbeitsstückes eindringen, finden sie Gelegenheit, bei der gedachten Bewegung die vor ihnen befindlichen Materialtheilchen vor sich her zu schieben und von dem Arbeitsstücke abzulösen. Wegen der unregelmäßigen, im allgemeinen mehr oder weniger stumpfen und gerundeten Form dieser einzelnen Körnchen ist die ablösende Wirkung weniger eine abscherende gleich derjenigen von Sticheln, man wird vielmehr anzunehmen haben, daß die Abtrennung der Materialtheilchen in einem Abstoßen derselben zu suchen ist, um so mehr, als die Geschwindigkeit der Bewegung in den meisten Fällen sehr bedeutend genommen wird. In allen Fällen sind diese zur Wirkung kommenden Schleifkörnchen und damit auch die abgestoßenen Spänchen nur sehr klein, und es ergiebt sich hieraus, daß das Schleifen im allgemeinen nicht zur Ablösung bedeutender Materialmengen geeignet sein wird, und daß zur Ablösung größerer Stoffmengen, wie bei der Verarbeitung des Rohglases zu Spiegelscheiben verhältnißmäßig viel Zeit erfordert wird. Dagegen gewährt das Schleifen gerade wegen der außerordentlichen Feinheit der abgeriebenen Theile das Mittel, die größtmögliche Genauigkeit bei der Herstellung von Gegenständen zu erzielen, und zu diesem Zwecke sind namentlich in der neueren Zeit besondere Schleifmaschinen ersonnen und vielfach in Anwendung gebracht worden. Für solche Gegenstände, die mit außerordentlicher Genauigkeit gearbeitet werden müssen, z. B. Spindeln und Zapfen von feineren Werkzeugmaschinen und ihre Lagerbüchsen, genügt die sorgfältigste Herstellung auf Drehbänken und Fräsmaschinen noch nicht, da die hierbei zur Verwendung kommenden schneidenden Werkzeuge immer noch Spuren hinterlassen, durch welche die erforderte Genauigkeit beeinträchtigt wird. Die Schleifmaschine bietet hier das geeignete Mittel zur Vollendung der Arbeit, wobei noch der Umstand ganz besonders in Betracht kommt, daß auch gehärtete Stahlwaaren dem Schleifen ohne besondere Schwierigkeiten unterworfen werden können, während man mit Sticheln oder Fräsen Stahl nur im weichen Zustande bearbeiten kann, in welchem Falle das Arbeitsstück die erforderliche Härtung erst nach der Bearbeitung erhalten kann, womit sehr häufig eine unangenehme Formänderung verbunden ist. Es wurde auch schon bei Besprechung der Fräsen bemerkt, daß erst die Herstellung geeigneter Schleifmaschinen den vortheilhaften Gebrauch der Fräsen zu den mannigfaltigsten Zwecken möglich gemacht hat. Mit dem Umstande, daß man beim Schleifen die Dicke der abzunehmenden Spanschicht außerordentlich gering wählen kann, womit auch nur ein entsprechend geringer Druck gegen das Arbeitsstück verbunden ist, steht es auch in Beziehung, daß man so äußerst zarte und biegsame Theile, wie die Drahtzähnchen der in den Spinnereien gebrauchten Kratzentrommeln, durch Schleifen genau cylindrisch bearbeiten kann, während für diese und ähnliche Theile eine Bearbeitung durch Stichel

oder ähnliche Werkzeuge vollkommen ausgeschlossen ist. Auch für die Abnahme des feinen bei dem Gießen entstandenen Grates an den Buchdrucklettern bedient man sich mit Vortheil des Schleifens.

Oft wird das Schleifen unter Anwendung der feinsten Schleifmittel nur zur Erzielung einer besonderen Glätte und eines hohen Glanzes der Oberflächen angewendet, in welchem Falle die betreffenden Maschinen in Bezug auf ihren Zweck zwar denjenigen zur Oberflächenbearbeitung zugerechnet werden könnten, doch stimmt in diesem Falle die Wirkung in allen wesentlichen Punkten mit derjenigen der Schleifmaschinen zur Veränderung der Abmessungen und der Gestalt des Arbeitsstückes überein.

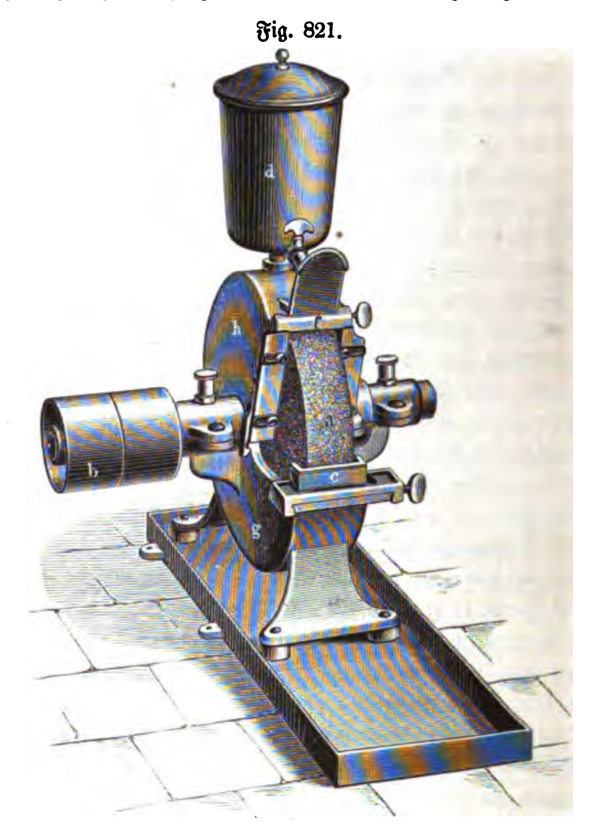
Die Arbeitsbewegung ist bei allen Schleifmaschinen eine drehende, so daß man dem schleifenden Werkzeuge immer die Form eines Umdrehungskörpers giebt, der um seine Axe mit einer in der Regel sehr großen Geschwindigkeit umgedreht wird, während das Arbeitsstück diejenige langsamere Bewegung empfängt, welche zur Erzeugung der beabsichtigten Schlifffläche nöthig ist.

Während man früher fast ausschließlich zum Schleifen die bekannten, aus natürlichem Quarz oder Schiefer gearbeiteten Schleifsteine benutzte, hat man in neuerer Zeit vornehmlich die sogenannten Schmirgelscheiben zur Anwendung gebracht, wie sie aus gepulvertem Schmirgel unter Zusatz geeigneter Bindemittel, wie Harz, Gummi oder Thon, unter starker Pressung in der gewünschten Form hergestellt werden, und denen man bei dem Zusatz von Thon wohl durch Brennen und bei der Anwendung von Gummi durch Vulcanisiren die nöthige Festigkeit ertheilt. Diese Schmirgelscheiben sind in mehrfacher Hinsicht den natürlichen Schleifsteinen vorzuziehen. Abgesehen davon, daß der Schmirgel (Korund) wesentlich härter als das Material der natürlichen Schleifsteine ist, hat man es bei der Herstellung der Schmirgelscheiben in der Hand, in deren Masse überall dieselbe Härte und gleichmäßige Feinheit des Kornes zu erzielen, während diese Eigenschaften bei den natürlichen Steinen nur selten in genügendem Maße gefunden werden. Man hat also bei den Schmirgelscheiben viel weniger das Unrundwerden zu befürchten, wie es sich bei den natürlichen Schleifsteinen in Folge der Ungleichmäßigkeit des Materials so häufig einstellt, wodurch die Wirkung des Steines herabgezogen und ein öfteres Abdrehen desselben nöthig gemacht wird. Man pflegt die Schmirgelscheiben durch Verwendung von mehr oder minder feinem Schmirgelpulver bei ihrer Anfertigung in verschiedenen Abstufungen der Feinheit herzustellen, die man in der Regel durch Nummern in der Art bezeichnet, daß die Nummer um so größer ist, je feiner das Korn ist. Neben der Feinheit hat man außerdem den Härtegrad der Schmirgelscheiben zu unterscheiden, welcher vornehmlich durch die Menge und die Beschaffenheit des dem Schmirgel beigemengten Zusatzes von Bindematerial bestimmt wird; man pflegt den Härtegrad wohl durch die Buchstaben des Alphabets zu be-

zeichnen, derart, daß A die weichste und Z die härteste Masse angiebt. Der zu wählende Härtegrad sowie die Feinheit richten sich vornehmlich nach der Art der herzustellenden Arbeit und nach der Beschaffenheit des zu schleifenden Materials.

Im allgemeinen ist eine Schmirgelscheibe um so weniger geneigt, das Arbeitsstück zu erhitzen und eine glänzende und damit weniger wirksame Oberfläche anzunehmen, je gröber das Korn und je geringer der Härtegrad

Fig. 821.

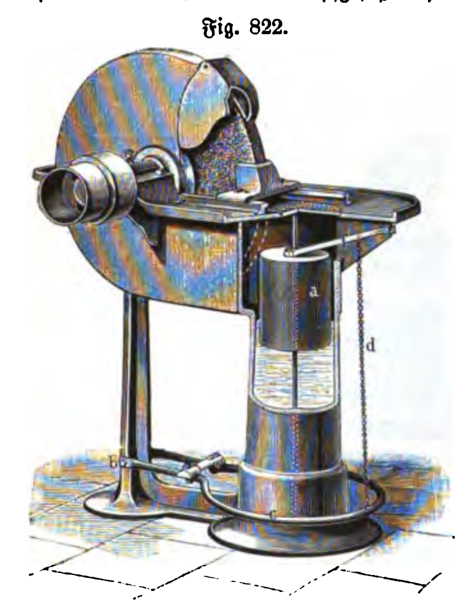


ist, auch wird als Regel angegeben, im allgemeinen die Schmirgelscheibe um so gröber und milder zu wählen, je härter das zu verarbeitende Material ist.

Der gewöhnliche von den Scherenschleifern angewandte Schleifstein mit Fußbetrieb ist so bekannt, daß eine Besprechung desselben hier überflüssig erscheint, statt dessen ist in Fig. 821 ein einfaches Werkzeug angeführt, wie es in Fabriken zum Anschleifen der Stichel mittels der Schmirgelscheibe a benutzt wird. Diese durch zwei scheibenförmige Flanschen auf der Axe be-

festigte Scheibe wird durch den auf die feste Scheibe *b* laufenden Riemen schnell umgedreht, so daß der von dem Arbeiter aus freier Hand dagegen gehaltene und durch die Unterlage *c* gestützte Meißel in gehöriger Weise angeschliffen werden kann. Da bei dem Trockenschleifen die Erwärmung des Meißels so bedeutend werden würde, daß derselbe seine Härte einbüßen müßte, so pflegt man eine Kühlung durch Wasser vorzunehmen, das aus dem Gefäße *d* durch den geöffneten Abflußhahn austropft und bei *f* auf die Schleifscheibe gelangt. Der die letztere umgebende Mantel *h* verhütet das Umherspritzen des Wassers, welches sich in dem unteren Theile des Troges *g* ansammelt. Anstatt des Tropfgefäßes hat man auch verschiedene andere Einrichtungen zum steten Naßhalten des Schleifrades angewendet, so z. B. eine rotirende kleine Pumpe, die das Wasser aus dem unteren Theile des Troges ansaugt und in einem ununterbrochenen Strahle auf die obere Fläche der Schmirgelscheibe führt. Diese Anordnung leidet an dem Uebelstande, daß die abgeschliffenen Theilchen das Wasser verunreinigen und die Wirkung der Pumpe beeinträchtigen. In einfacher Art hat man dagegen das Anfeuchten der Schmirgelscheibe mit Hülfe des Schwimmers *a*, Fig. 822, erreicht, der durch Niedertreten des um *b* drehbaren Bügels *c* mittels der Kette *d* und des Hebels *f* in das Wassergefäß eingetaucht werden kann, wodurch der Wasserspiegel sich so viel erhebt, daß die Schmirgelscheibe am unteren Rande in das Wasser eintaucht.

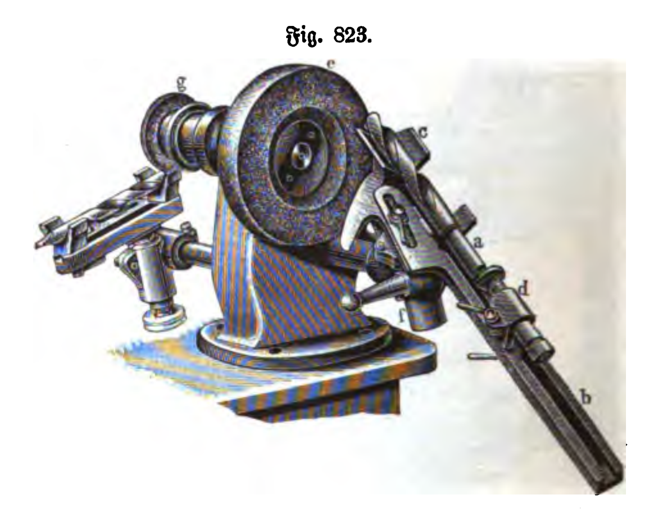
Fig. 822.



Um die zu schleifenden Stichel oder sonstigen Werkzeuge genau unter dem gewünschten Winkel anzuschleifen, hat man mehrfach Einrichtungen zum festen Einspannen des zu schleifenden Werkzeuges unter dem verlangten Winkel hinzugefügt; als ein Beispiel für diese Anordnung möge hier nur die zum Anschleifen der bekannten amerikanischen schraubenförmigen Bohrer dienende Schleifmaschine, Fig. 823 (a. f. S.), angeführt werden. Wie aus der Figur zu ersehen ist, wird der zu schleifende Bohrer *a* in dem Halter *b* durch die Unterlage *c* und den Anschlag *d* festgehalten, und unter einem

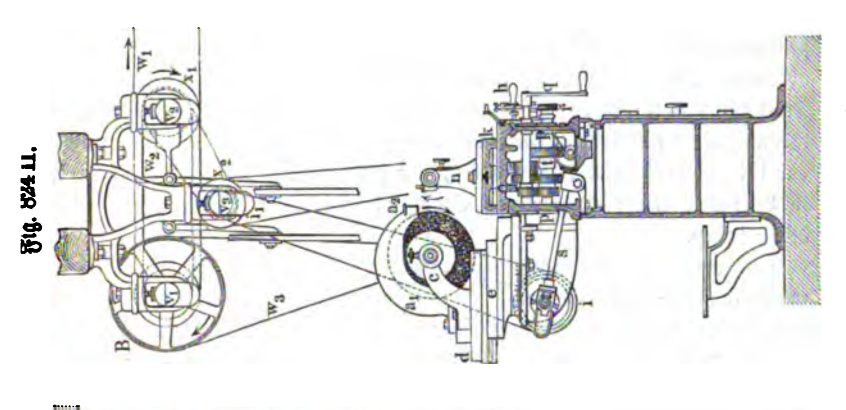
bestimmten Winkel von etwa 60 Grad gegen die vordere ebene Stirnfläche der tellerförmigen Schmirgelscheibe *e* gedrückt. Wird nun während der schnellen Umdrehung der Schmirgelscheibe der Halter *b* sammt dem darin festgehaltenen Bohrer um den gegen die Bohreraxe geneigten Bolzen *f* langsam, etwa im Betrage einer halben Drehung, umgelegt, so wird die Hälfte der Bohrspitze in einer Kegelfläche zu der Axe von *f* angeschliffen, so daß diese Kegelfläche unter dem erforderlichen Anstellwinkel gegen die von der Schneide erzeugte Arbeitsfläche geneigt ist. Wiederholt man denselben Vorgang, nachdem man den Bohrer in dem Halter um 180 Grad gedreht hat, so wird in gleicher Weise die zweite Schneide angeschliffen. Es ist ersichtlich, daß vermöge dieser Einrichtung die beiden Schneiden genau symmetrisch zur Axe des Bohrers angeschliffen werden, und daß die Schliffflächen den

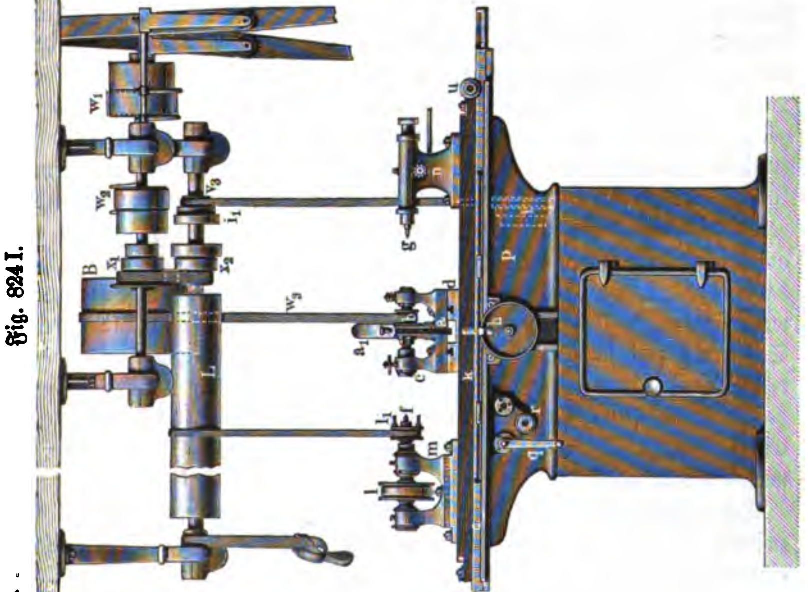
Fig. 823.



für die Bohrwirkung erforderlichen Anstellwinkel erhalten, wie dies schon in §. 182 an der Hand der Fig. 669 gezeigt wurde. Für die gute Wirkung der gedachten Bohrer ist das Anschleifen auf einer derartigen Vorrichtung unerläßlich, da es kaum jemals möglich ist, aus freier Hand den Bedingungen des richtigen Anschleifens zu genügen. Bei der hier dargestellten Maschine trägt die Axe der Schmirgelscheibe auf dem hinteren Ende noch eine zweite kleinere Schleifscheibe *g* mit abgerundetem Rande, die dem Zwecke dient, den mittleren Kern des Bohrers zwischen den beiderseitigen Furchen zu verdünnen, was deswegen geschieht, weil dieser Kern in der Regel nach dem Schafte des Bohrers hin aus Rücksicht auf möglichste Festigkeit an Dicke zunimmt, für die Schneide aber immer eine möglichst geringe Dicke des mittleren Theiles zu wünschen ist.

In Fig. 824 I u. II ist die Schleifmaschine dargestellt, die von **Brown & Sharpe** in Providence wegen ihrer vielseitigen Verwendbarkeit unter dem Namen der **Universalschleifmaschine** eingeführt worden ist, und deren Zweck vornehmlich in der möglichst vollendeten Fertigstellung solcher Gegen-


Fig. 824 II.


Fig. 824 I.

stände besteht, an deren Genauigkeit die höchsten Ansprüche gestellt werden müssen, wie sie durch die Bearbeitung auf Drehbänken oder Hobelmaschinen nicht zu erfüllen sind. Solche Gegenstände sind beispielsweise die Zapfen und deren Lager von außerordentlich schnell umlaufenden Axen, Stangen

und deren Führungen, wie die Nadelbarren der Nähmaschinen und insbesondere alle diejenigen Gegenstände, welche, wie z. B. die Bestandtheile von Feuerwaffen, in vielen Stücken so genau übereinstimmend hergestellt werden müssen, daß jedes Stück unmittelbar ohne weitere Anpassungsarbeit durch ein anderes ihm gleiches ersetzt werden kann. Vermöge der sorgfältigen Ausführung dieser Schleifmaschinen und der Möglichkeit, dabei das arbeitende Schleifrad zuverlässig um äußerst geringe Größen bis zu einem Tausendstel Zoll oder 0,025 mm herab zu verstellen, wird hierdurch eine Genauigkeit der Arbeiten erzielt, wie sie durch keine andere Maschine erreichbar ist. Insbesondere kommt dabei, wie schon bemerkt, noch der Vortheil in Betracht, daß auch gehärtete Stahlstücke sich ohne Schwierigkeit bearbeiten lassen.

Das arbeitende Werkzeug der gedachten Maschine ist die Schmirgelscheibe a von 80 bis 300 mm Durchmesser und geringer Breite von etwa 6 bis 25 mm, welche Scheibe auf einer in genau passenden Lagern geführten Spindel zwischen zwei eisernen Scheiben befestigt wird, von denen die eine zugleich zu der Riemenrolle b ausgebildet ist, um von dem darauf laufenden Riemen mit großer Geschwindigkeit (500 bis 6000 Umdrehungen in der Minute) umgedreht zu werden. Der Lagerständer c dieses Schleifrades ist auf dem Querschlitten d befestigt, der sich in prismatischen Führungen der Platte e durch eine Schraubenspindel senkrecht gegen die Längsrichtung der ganzen Maschine sehr genau verstellen läßt. Zu dieser Querverstellung durch die Schraubenspindel dient das Handrad h, das durch eine an seinem Umfange befindliche genaue Kreistheilung den Schlitten bis zu dem Betrage von 0,025 mm genau zu verschieben gestattet. Da die Führungsplatte e auf dem unterstützenden Gestellarme um einen senkrechten Mittelbolzen drehbar ist und in jeder ihr gegebenen Neigung durch Schrauben festgestellt werden kann, so läßt sich für die Bearbeitung conischer Gegenstände der Schlitten d auch in beliebig schräger Lage verschieben, zu welchem Ende die durch das Handrad umzudrehende Spindel mit der zugehörigen Schraube in geeigneter Weise verbunden ist, worüber auf die in Fig. 554 dargestellte Einrichtung zur Bewegung des Supportschlittens von Hobelmaschinen verwiesen werden kann.

Der abzuschleifende, auf der Drehbank vorgearbeitete Gegenstand wird zwischen die beiden Spitzen f und g der Schleifmaschine in derselben Weise eingebracht, wie dies bei einer Drehbank geschieht, und er wird auch, wie bei der letzteren, während des Schleifens durch einen auf die Scheibe l oder l_1 geführten Riemen in der erforderlichen Weise um seine Axe gedreht, damit alle Punkte des Umfanges gleichmäßig der Wirkung des Schleifrades ausgesetzt werden. Der Spindelstock m sowie der Reitstock n sind auf der langen Tischplatte $k k$ durch Schrauben befestigt, die in geeigneten, der

ganzen Länge nach in dieser Platte enthaltenen Aufspannnuthen verschieblich sind, so daß die Entfernung zwischen den Spitzen der jeweiligen Länge des Arbeitsstückes angepaßt werden kann. Die Tischplatte *k* ihrerseits ist auf dem Schieber *o* befestigt, der mittels einer unterhalb angebrachten Zahnstange in ähnlicher Art auf den prismatischen Führungen des Gestelles oder Bettes *p* der Länge nach verschoben werden kann, wie dies bei den Tischhobelmaschinen geschieht. Ebenso wie bei den letzteren ist auch hier eine Umsteuerung vorgesehen, um den Schieber abwechselnd nach den entgegengesetzten Richtungen auf dem Bette zu verschieben, zu welchem Zwecke zwei an dem Schlitten angebrachte verstellbare Anstoßknaggen dienen, die der Länge des erforderlichen Schubes entsprechend gegen einander verstellt werden können. Dabei ist die Anordnung so getroffen, daß der Schlitten nach beiden Richtungen mit derselben Geschwindigkeit verschoben wird, doch ist die Größe dieser Geschwindigkeit mittels der die Verschiebung veranlassenden Stufenscheiben i und i_1 verschieden zu wählen, je nach der Beschaffenheit des Arbeitsstückes und der angewandten Schmirgelscheibe. Durch die Handkurbel *q* kann der Schlitten aus freier Hand verschoben werden, sobald man den Selbstgang ausgerückt hat, was bei der hier vorliegenden Maschine durch Umdrehung des Knopfes *r* geschieht, wodurch das durch die Schneckenwelle *s* angetriebene Schneckenrad *t* von seiner Axe abgekuppelt wird.

Es ist aus dem Vorstehenden ersichtlich, daß ein zwischen die beiden Spitzen *f* und *g* gebrachter Gegenstand in Folge seiner Umdrehung und Verschiebung durch das umlaufende Schleifrad genau cylindrisch bearbeitet wird, wenn die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen genau parallel zu der Verschiebungsrichtung des Schlittens *o* auf dem Bette *p* ist. Da nun ferner die den Spindelstock *m* und den Reitstock *n* tragende Platte *k* um einen senkrechten Zapfen in ihrer Mitte nach jeder Seite um einen bestimmten Winkel verdreht werden kann, so ist hierdurch die Möglichkeit gegeben, auch conische Arbeitsstücke zu bearbeiten, deren Mantel unter demselben Winkel gegen die Axe geneigt ist, unter welchem die Platte *k* gegen die Verschiebungsrichtung des Schlittens auf diesem befestigt wurde. Um diese Einstellung möglichst genau vorzunehmen, dient die Schraube *u*, durch deren Umdrehung die Platte bis zu dem durch eine Bogentheilung angegebenen Winkelbetrage genau verstellt werden kann, worauf man die Platte *k* durch Schraubenbolzen an beiden Enden fest mit dem Schlitten verbindet.

Arbeitsstücke, die sich nicht zwischen die Spitzen *f* und *g* fassen lassen, wie z. B. Lagerbüchsen, die im Inneren ausgeschliffen werden sollen, kann man in derselben Weise, wie bei dem Freidrehen auf der Drehbank, in ein auf das vordere Ende der Spindel *f* geschraubtes Futter spannen. Auch kann man zur Erzielung einer möglichst genauen Arbeit den Gegenstand zwischen

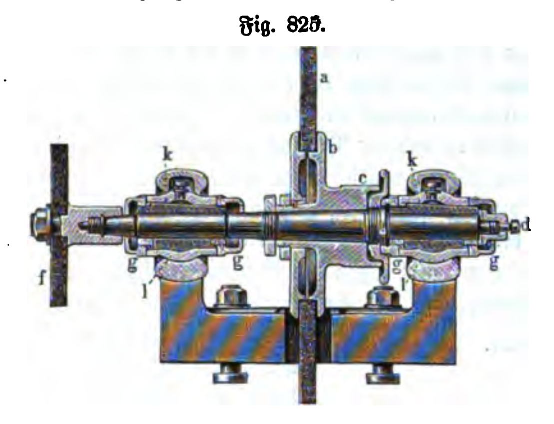
todten Spitzen beweglich machen, zu welchem Ende die Spindel durch einen Stift festgestellt wird, so daß sie sich nicht drehen kann, wogegen auf den Kopf der Spindel eine Riemscheibe l_1 lose drehbar aufgesteckt wird, die bei ihrer Umdrehung durch einen Mitnehmerstift das Arbeitsstück mit herum nimmt. Diese Arbeitsweise ist in der Fig. 824 I vorausgesetzt.

Um die Führungen und Lager thunlichst vor dem sich bildenden Schleifstaube zu sichern, sind die Lager der Spindel und der Schleifradaxe mit passenden Staubkapseln ausgerüstet, und der Schlitten o ist so geformt, daß er die Prismenführungen bedeckt. Das Schleifrad ist mit einer Haube a_1 versehen, die nur an der Arbeitsstelle durchbrochen ist, so daß der Arbeiter durch Staub und bei dem Naßschleifen durch abgeschleudertes Wasser nicht gehindert wird, auch bei einem allfälligen Bersten der Schleifscheibe vor Beschädigung geschützt ist. Zum Schleifen von Gegenständen, die der durch die Arbeit entstehenden beträchtlichen Erwärmung nicht ausgesetzt werden dürfen, z. B. gehärteten Stahlstücken, welche sonst an Härte einbüßen würden, führt man bei a_2 einen Wasserstrahl auf die Schmirgelscheibe, zu welchem Zwecke eine besondere kleine rotirende Pumpe vorgesehen ist, die das Wasser fortwährend in Umlauf setzt. Andererseits hat man der bei dem Trockenschleifen eintretenden Erwärmung des Arbeitsstückes und dessen Verlängerung dadurch Rechnung getragen, daß die Spitze g des Reitstockes mittels einer Feder gegen das Arbeitsstück gedrückt wird, die bei der eintretenden Verlängerung des letzteren nachgiebt, so daß übermäßige Pressungen dadurch vermieden werden.

Zur Bewegung der Maschine ist das Deckenvorgelege mit drei Axen v_1, v_2 und v_3 ausgerüstet, von denen v_1 die Umdrehung von der Hauptwelle durch den Riemen w_1 empfängt, und durch den Riemen w_2 der Welle v_2 mittheilt, von welcher die dritte Axe v_3 mittels der Stufenscheiben $x_1 x_2$ mit einer dem Durchmesser des Arbeitsstückes entsprechend zu wählenden Geschwindigkeit umgedreht wird. Von dieser letzteren Axe v_3 erfolgt nämlich die Umdrehung des Arbeitsstückes mittels der Trommel L, welche eine dem größten Ausschube des Schlittens o entsprechende Länge erhalten hat. Ebenso wird von derselben Axe v_3 die Verschiebung des Arbeitsschlittens o durch die Stufenscheiben $i\,i_1$ abgeleitet. Das Schleifrad dagegen erhält seine Umdrehung von der Axe v_1 durch den von der Trommel B auf b laufenden Riemen w_3, so daß die Umdrehung des sehr schnell bewegten Schleifrades nicht unterbrochen zu werden braucht, wenn man aus irgend welchem Grunde das Arbeitsstück anhält. Die Umdrehung des Arbeitsstückes erfolgt viel langsamer, da sie nur den Zweck hat, dem Angriffe des Schleifrades fortwährend neue Punkte der Oberfläche darzubieten, die Umdrehungszahl ist daher um so kleiner zu wählen, je größer der Durchmesser des Arbeitsstückes ist. Wie die Pfeile in der Figur andeuten, dreht sich das

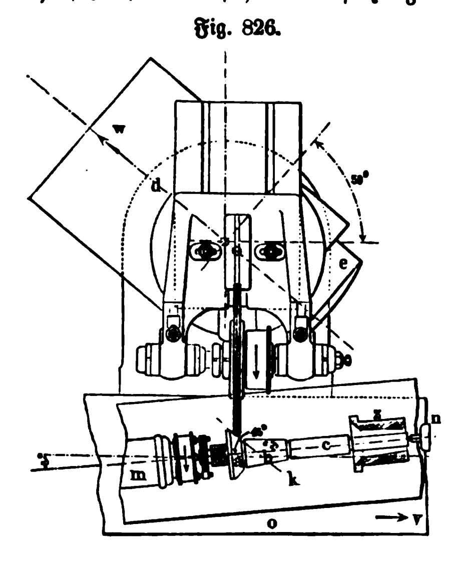
Arbeitsstück in derselben Richtung, in welcher das Schleifrad umläuft, so daß die Bewegungen beider an der Angriffsstelle in derselben Art entgegengesetzt sind, wie es für die Fräsen als zweckmäßig angegeben wurde.

Fig. 825.



Die Befestigung des Schleifrades auf seiner Axe und deren Unterstützung in den zugehörigen Lagern ist aus Fig. 825 ersichtlich, woraus man u. a. erkennt, daß der Seitenflansch *b* gleichzeitig zur Betriebsriemscheibe *c* ausgebildet ist. Von hervorragender Bedeutung für die Schleifaxe ist deren sichere Unterstützung in den Lagern und die gänzliche Vermeidung eines merkbaren Spielraumes nach der Länge oder quer zu derselben. Die beiderseitigen Zapfen der gehärteten Stahlspindel sind daher sehr lang gemacht und durch die Schraube *d*, sowie den Bund *e* kann jeder Spielraum nach der Länge beseitigt werden. Auf das Schraubengewinde am freien Ende der Spindel kann eine besondere Schmirgelscheibe *f* aufgesteckt werden, was für die Ausführung mancher Arbeiten zweckmäßig ist. Daß durch die Schraubenmuttern *g*, die gleichzeitig zu Staubkappen ausgebildet sind, die conischen Lagerschalen *h* fest in die in Kugelflächen ruhenden Büchsen *l* eingezogen werden können, ist ohne weitere Erläuterung klar.

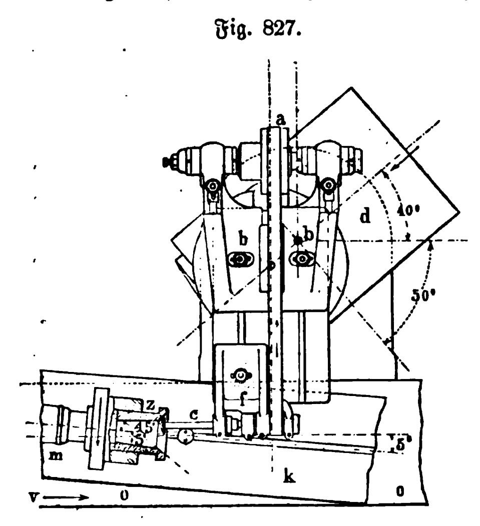
Fig. 826.



In welcher Weise die vorstehend besprochene Maschine zur Bearbeitung verschiedener Werkstücke benutzt werden kann, möge an einigen Beispielen gezeigt werden. In Fig. 826 stellt *abc* einen zwischen die Spitzen ge-

spannten Bolzen vor, der bei *c* cylindrisch gestaltet ist, während der in einer Büchse wie *z* unterstützte Theil aus der Vereinigung von zwei Kegeln *a* und *b* besteht, deren Seiten unter den Winkeln von 45° und 5° gegen die Axe geneigt sind. Sollen diese Kegelflächen genau in die zugehörige Büchse eingepaßt werden, so kann dies vermöge einer einmaligen Vorrichtung der Maschine geschehen, wenn man, wie aus der Figur ersichtlich ist, die Platte *k*, auf welcher der Spindelstock *m* und der Reitstock *n* befestigt sind, auf dem Längsschlitten *o o* um den Winkel von 5° gegen dessen Bewegungsrichtung verstellt und gleichzeitig die Führungsplatte *e*, auf welcher der Querschlitten *d* des Schleifrades sich bewegt, um 45° gegen die Drehaxe zwischen den Spitzen, also um 45 + 5 = 50° gegen das Bett der Maschine, versetzt. In Folge dieser Anordnung muß das Schleifrad die Fläche *b* bearbeiten, wenn der Schlitten *o* bewegt wird, während eine Verschiebung des Schleifradschlittens nach der Richtung *w* die genaue Bearbeitung der Kegelfläche *a* zur Folge hat. Die Schmirgelscheibe erhält dazu einen auf der einen Seite passend abgeschrägten Rand.

Fig. 827.

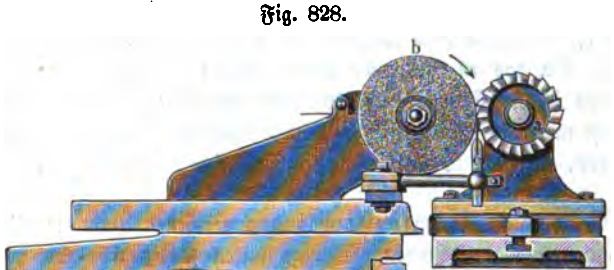


Um die zu diesem Bolzen gehörige Lagerbüchse innerlich auszuschleifen, verwendet man die Maschine in der aus Fig. 827 ersichtlichen Art. Hier wird die Büchse *z* durch ein geeignetes Futter mit der Spindel *m* verbunden und die den Spindelstock tragende Platte *k* um den zugehörigen Winkel von 5° nach der entgegengesetzten Seite gegen die Längsrichtung des Bettes auf dem Schlitten *o o* verstellt. Der Ständer *b* des Schleifrades dagegen ist hierbei um 180° gegen die gewöhnliche Stellung verdreht, und an die Stelle des Schleifrades ist eine Riemscheibe *a* getreten, von der aus eine in einem besonderen Ständer *f* befindliche Spindel *c* umgedreht wird. Die letztere trägt an ihrem freien Ende eine kleine Schmirgelscheibe, die vermöge ihres geringen Durchmessers in das Innere der auszuschleifenden Höhlung eintreten kann. Es ist ersichtlich, daß man zum Ausschleifen der conischen Erweiterung am Rande der Büchse die Führungsplatte mit dem Schlitten *d* des Schleifrades unter einem Winkel von 45 — 5 = 40° gegen die Längsrichtung zu stellen hat.

Will man mittels der besprochenen Schleifmaschine die ebene Fläche eines Arbeitsstückes, z. B. einer Scheibe, genau bearbeiten, so befestigt man dieselbe mittels eines Futters an der Spindel und setzt den zu dem Behufe um einen senkrechten Bolzen drehbar gemachten Spindelstock so auf der ihn tragenden Platte fest, daß die Spindel genau rechtwinkelig zur Länge des Bettes steht. Wird dann der Hauptschlitten mit dem Spindelstocke und dem Arbeitsstücke unter gleichzeitiger Umdrehung des letzteren an dem in gewöhnlicher Art angeordneten Schleifrade vorbei bewegt, so arbeitet das letztere eine genaue Ebene an.

Um auch zu erläutern, in welcher Weise das Schleifrad zum Schärfen der Zähne an Fräsen, Reibahlen und anderen Schneidwerkzeugen gebraucht werden kann, diene die Fig. 828. Hier sollen die Zähne der auf einem Bolzen zwischen den Spitzen befindlichen Fräse *a* durch das Schleifrad *b* auf der äußeren Umfläche nachgeschliffen werden. Dies geschieht jedesmal nur an einem Zahne, zu welchem Ende die Spindel mit der Fräse durch

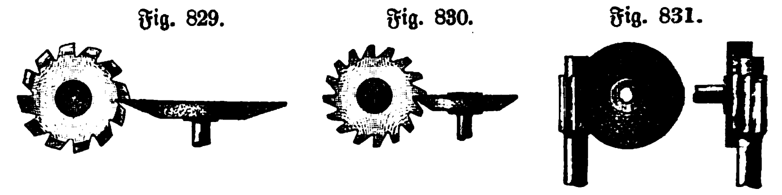
Fig. 828.



einen Anschlag *c* festgehalten wird, während man den Fräszahn in der Längsrichtung an der Schmirgelscheibe vorüberführt. Ist dies geschehen, so genügt eine Drehung der Fräse um einen Zahn, die der federnde Anschlag gestattet, worauf dieser den nächsten Zahn in derselben Art wieder unterstützt. Wollte man hierbei die stützende Kante des besagten Anschlages in gleiche Höhe mit den beiden Axen der Fräse und Schmirgelscheibe stellen, so würde die angeschliffene Fläche für die Schneidwirkung sehr ungünstig sein, da die hintere Kante entsprechend der krummen Oberfläche der Schmirgelscheibe weiter von der Axe entfernt wäre, als die vordere zum Schneiden bestimmte Kante. Man vermeidet diesen Uebelstand und schleift die Fläche unter dem erforderlichen Anstellwinkel einfach dadurch, daß man die stützende Kante des Anschlages um eine geringe Größe unter die Ebene der beiden Axen legt, wobei natürlich die Senkung nicht so groß gewählt werden darf, daß die Schmirgelscheibe mit dem nächstfolgenden Zahn der Fräse in Berührung kommt.

Wie man Schmirgelscheiben zum Schärfen von Fräszähnen durch Bearbeitung der radial gestellten Flächen derselben verwenden kann, dürfte aus den Fig. 829 bis 831 ohne Erläuterung deutlich sein, auch ergiebt sich hieraus von selbst die Art, wie die Zähne von Sägen mittels Schmirgelscheiben geschärft werden können. Zu dem letzteren Zwecke hat man, insbesondere in Amerika, verschiedene sinnreiche Maschinen in Gebrauch genommen, bei denen im allgemeinen eine dünne ebene, einerseits am Rande abgeschrägte Schmirgelscheibe zur Verwendung kommt, welcher eine derartig

Fig. 829. Fig. 830. Fig. 831.

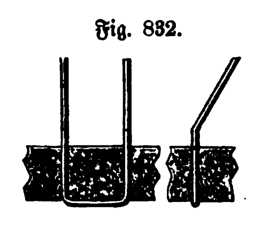


auf- und niedersteigende Schwingung ertheilt wird, daß sie mit den beiden Flächen ihres Randes nach einander die beiden Flächen eines Sägezahnes angreift. Da das zu schärfende gerade oder kreisförmige Sägeblatt nach einer jeden solchen Schwingung selbständig um einen Zahn verstellt wird, so erreicht man auf diese Weise die genaue Schärfung der Säge ohne weitere Handarbeit, als sie zum Vorrichten der Maschine erforderlich ist.

§. 206. **Fortsetzung.** Besondere Erwähnung verdienen auch die Maschinen, deren man sich zum Schleifen der sogenannten Kratzenbeschläge bedient, wie sie bei verschiedenen Maschinen der Spinnerei gebraucht werden. Diese Maschinen enthalten cylindrische Trommeln, deren Umfang gleichmäßig mit vielen feinen Drahtzähnchen besetzt ist. Diese Drahtzähnchen oder Häkchen werden vorher in Lederbänder in gleichmäßiger Vertheilung eingestochen, worauf man die Trommel durch eine Bewickelung mit solchen Kratzenbändern in schraubenförmigen Windungen auf der ganzen Umfläche mit Drahtzähnen bedeckt. Diese Häkchen bezwecken die Durcharbeitung der zu verspinnenden Stoffe, welche zwischen die Umfänge zweier solcher Trommeln gelangen, die fast bis zur Berührung einander genähert werden, und sich mit verschiedener Geschwindigkeit bewegen. Ohne auf die eigentliche Wirkungsart dieser Maschinen hier einzugehen, worüber an einer folgenden Stelle das Nähere anzugeben ist, läßt sich doch von vornherein übersehen, daß die Enden oder Spitzen aller einzelnen Zähnchen einer solchen Trommel möglichst genau in einer cylindrischen Fläche gelegen sein müssen, weil jede Abweichung hiervon entweder zur Folge haben müßte, daß die gegen einander treffenden Zähnchen der beiden Trommeln sich gegenseitig verbiegen, oder daß der Abstand der Trommeln von einander größer gewählt werden müßte,

als es mit der gleichmäßigen und guten Durcharbeitung des Materiales verträglich ist. Es ist aber andererseits zu erkennen, daß es nicht möglich sein wird, auch bei der sorgfältigsten Ausführung der Kratzenbänder die genaue cylindrische Form der Trommeln nach dem Beschlagen derselben sogleich zu erzielen, daß es vielmehr einer nachträglichen Bearbeitung der beschlagenen Trommeln bedarf, deren Zweck wesentlich in der Herstellung der besagten genau cylindrischen Form besteht. In Fig. 832 sind zwei solche, immer paarweise aus einem Drahtstück gebildete Häkchen dargestellt, wozu bemerkt werden mag, daß die radial gemessene Länge etwa 10 mm beträgt, während die Dicke des Drahtes zwischen 0,2 und 0,5 mm schwankt. Es ist hieraus ohne weiteres klar, daß eine Bearbeitung dieser Beschläge durch Abdrehen mittels eines Stichels oder sonstigen schneidenden Werkzeuges nicht möglich ist, weil die Häkchen unter dem Widerstande, den der Stichel selbst bei dem feinsten Spänchen findet, sich verbiegen müßten. Die Bearbeitung kann hier nur durch Schleifen geschehen, und zwar bedient man sich dazu in der Regel einer cylindrischen Schleifwalze, die schnell in solcher Richtung umgedreht wird, daß der zwischen ihr und den Drahtzähnchen stattfindende Druck bestrebt ist, die letzteren niederzulegen. Nur ausnahmsweise wählt man die entgegengesetzte Umdrehungsrichtung, wenn man beabsichtigt, die Häkchen bei länger gebrauchten und durch die Arbeit niedergedrückten Kratzen wieder aufzurichten. Während des Schleifens wird auch die zu schleifende Kratzenwalze langsam umgedreht, um alle Punkte der Oberfläche gleichmäßig dem Angriffe der Schleifwalze darzubieten. Die letztere selbst erhält während des Arbeitens außerdem eine langsam hin- und zurückgehende Bewegung in ihrer Axenrichtung in geringem Betrage, um die Bildung von Rippen zu vermeiden. Die Schleifwalze wird hierbei in der Regel von Holz oder Eisen und mit glatter Oberfläche hergestellt, auf welche man mittels Leim eine Schicht Schmirgelpulver befestigt, dessen Körnchen grob genug sind, um bei dem Schleifen auch die seitlichen Flächen der Zähne anzugreifen, so daß die Enden eine für die Bearbeitung der Faserstoffe günstigere spitze Form erhalten.

Fig. 832.

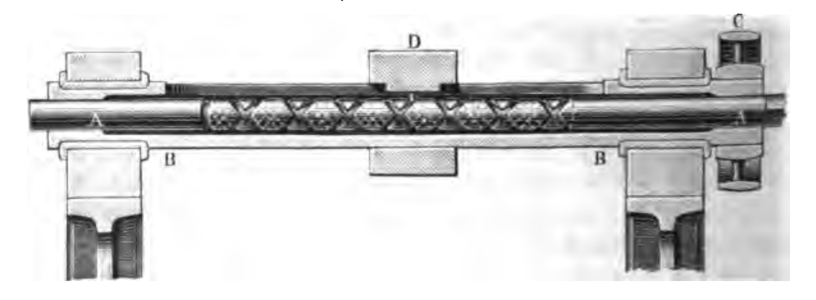


Anstatt einer langen Schleifwalze, deren Länge diejenige der zu schleifenden Kratzenwalze noch um den Betrag der Längsschiebung übertrifft, hat man sich auch eines kurzen Schleifcylinders bedient, welcher während seiner Umdrehung gleichmäßig über die Breite der ganzen Maschine entlang der zu schleifenden Walze hin- und zurückgeführt wird, wozu man sich der aus Fig. 833 (a. f. S.) ersichtlichen Einrichtung zu bedienen pflegt. Hierin bedeutet D den auf der Röhre B verschieblichen Schleifcylinder, der durch

die Umdrehung dieser Röhre vermittelst eines in dessen Schlitz hineinragenden Ansatzes mitgenommen wird, und die gedachte Längsbewegung durch einen Stift erhält, welcher in die Schraubengänge eingreift, die in die festliegende Spindel A eingeschnitten sind. Da diese Gänge einer rechten und einer linken Schraube angehören, die an den Enden in einander übergeführt sind, so folgt daraus die selbstthätige Umkehr des Schleifcylinders an den Enden seiner Bewegung, und es ist ersichtlich, wie die während der Verschiebung durch die Schraubengänge unveränderliche Geschwindigkeit an den Enden in der durch die Gestalt der Uebergangscurven bestimmten Art allmählich bis zu Null verzögert und darauf wieder beschleunigt wird.

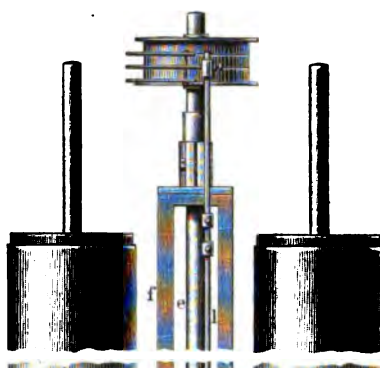
Bei einer anderen Kratzenschleifmaschine hat man sich ebener Schmirgelscheiben bedient, deren Wirkungsart aus Fig. 834 I, II und Fig. 834 III zu ersehen ist. Hierbei sind auf den Enden der Axe a zwei Schleifscheiben c befestigt, welche zum gleichzeitigen Schleifen der beiden Kratzenwalzen d_1

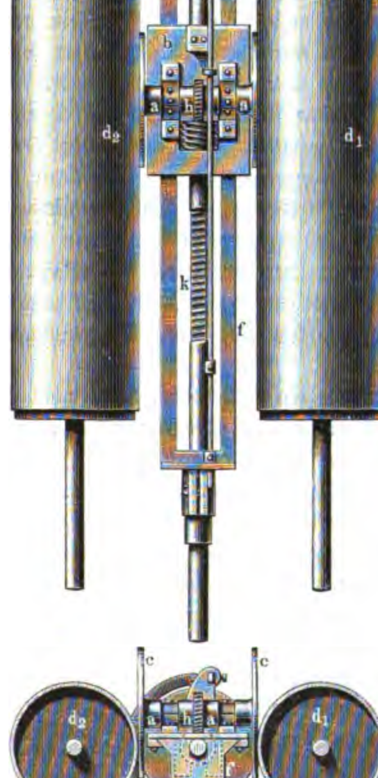
Fig. 833.



und d_2 dienen, die in entsprechend nachstellbaren Lagern unterstützt und während des Schleifens gleichmäßig langsam umgedreht werden. Die Schleifaxe a ist in einem Schlitten b gelagert, der auf den zu prismatischen Führungen gestalteten Wangen des Gestelles f der Länge nach verschieblich ist, und darauf gleichmäßig hin- und zurückgeführt wird. Diese geradlinige Verschiebung sowohl wie die Umdrehung der Schleifscheiben wird von der Längsaxe e bewirkt, die mit dem Schneckenrade g in ein anderes solches Rad h auf der Schleifaxe eingreift, während eine auf derselben Axe e befindliche Schraube ohne Ende i in die Zähne einer an dem Gestellrahmen f festen Zahnstange k eingreift. Da diese Schraube ohne Ende i und das mit ihr verbundene Schneckenrad g sich mittels einer Nuth auf einer Feder der Triebwelle e verschieben können, so wird das Schleifzeug bei jeder Umdrehung der Axe e um die Ganghöhe der Schraube ohne Ende i verschoben. Zur Umkehrung der Bewegung dient das bekannte Wendegetriebe mit einem offenen und einem gekreuzten Riemen, die durch die Umsteuerstange l ent-

Fig. 834 I u. II. Fig. 834 III.







sprechend verschoben werden, wenn der Schlitten *b* das Ende seines Weges erreicht.

Es ist von selbst klar, daß man zum Abschleifen so leicht beweglicher Theile, wie die Kratzenzähne sind, das Schleifzeug nur mit sehr geringem Drucke gegen das Arbeitsstück drücken darf, um Verbiegungen zu vermeiden, so daß also das Schleifen selbst entsprechend längere Zeit erfordert. Dagegen darf die gegensätzliche Geschwindigkeit des Schleifzeuges gegen das Arbeitsstück unbedenklich sehr groß gewählt werden; es ist sogar anzunehmen, daß die Verbiegung der angegriffenen Theile um so weniger zu befürchten ist, je größer die gegensätzliche Geschwindigkeit des Schleifzeuges und Arbeitsstückes ist, wie man sich aus folgender Betrachtung überzeugt. Gesetzt, es bewege sich ein Körnchen im Umfange des Schleifrades *a*, Fig. 835 (a. f. S.), mit einer Geschwindigkeit *v* gegen den ruhend gedachten Drahtzahn *bc* einer Kratzentrommel, und es

möge q der Widerstand sein, welchen dieses Schmirgelkörnchen findet, wenn es von diesem Zähnchen ein ihm im Wege befindliches sehr kleines Metalltheilchen abstoßen soll. Würde diese Kraft q als ein aus einer ruhenden Belastung folgender Druck auftreten, so müßte er eine Biegung des Drahtes erzeugen, welche sich nach den aus Thl. I bekannten Regeln für die Biegungsfestigkeit berechnen ließe. Da aber in dem vorliegenden Falle das Ende c des Drahtes bei dieser Biegung mit der Geschwindigkeit v ausweichen muß, so wird das getroffene Theilchen, um diese Geschwindigkeit anzunehmen, einer bestimmten Beschleunigung ausgesetzt sein, deren Größe sich zwar nicht genau angeben läßt, die aber um so beträchtlicher sein muß, je größer die Geschwindigkeit v angenommen wird. Ebenso wie das unmittelbar getroffene Theilchen am Ende des Zahnes wird auch jedes andere Massentheilchen einer bestimmten beschleunigenden Kraft unterworfen sein, die in dem Maße kleiner sein muß, in welchem das betrachtete Theilchen dem festen Fußpunkte b des Drahtes näher gelegen ist. Da nun jedes einzelne Massentheilchen des Drahtes mit einer der gedachten beschleunigenden Kraft gleichen und entgegengesetzten Trägheitskraft sich der Bewegung widersetzt, so tritt der hierdurch hervorgerufene Widerstand zu demjenigen hinzu, der sich vermöge der Elasticität des Materials der Biegung durch eine ruhend gedachte Kraft entgegensetzt. Es folgt hieraus, daß gerade bei dem Schleifen zarter Theilchen eine große Geschwindigkeit nur förderlich sein kann.

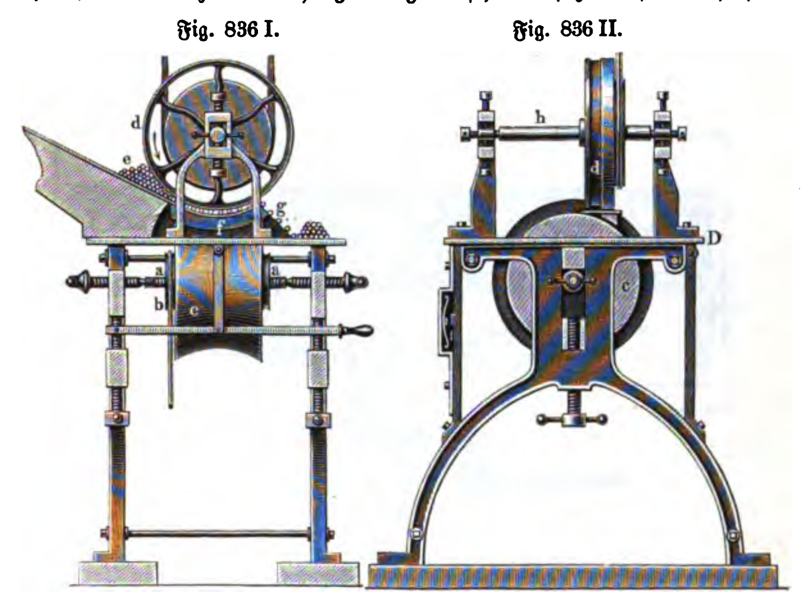
Fig. 835.

In eigenthümlicher Art sind die Maschinen ausgeführt, deren man sich in den Nadelfabriken zum Anschleifen der Spitzen bedient. In früherer Zeit, ehe solche Maschinen bekannt waren, geschah dieses Anschleifen aus freier Hand in der Art, daß der Arbeiter eine größere Anzahl der anzuschleifenden Drahtstücke (Schächte) parallel neben einander zwischen die Flächen beider Hände brachte und die hervorstehenden Enden dem schnell umlaufenden Schleifsteine in der dazu geeigneten Lage darbot. Wenn während des Schleifens die eine Hand gegen die andere langsam hin und her bewegt wurde, so mußten die cylindrischen Drahtstäbchen wie kleine Walzen eine wälzende Bewegung annehmen, in Folge wovon der Schleifstein die Spitzen mit überall kreisförmigem Querschnitte anschliff. Die gleiche Wirkung wird durch die viel verbreitete Maschine von Schleicher, Fig. 836 I u. II, wie folgt erzielt.

Dem auf der Axe a befestigten und durch die Scheibe b sehr schnell umgedrehten Schleifsteine c von ausgekehlter Form werden die zu schleifenden Nadeln durch eine Scheibe d zugeführt, indem dieselbe bei langsamer Drehung

in der Richtung des Pfeiles die ihr bei *e* vorgelegten Nadeln mitnimmt und in dem Zwischenraume zwischen ihr und dem concentrischen Bogenstücke *f* in wälzende Bewegung versetzt. Um dies sicher zu erreichen, ist sowohl die Scheibe *d* wie die Oberfläche des Bogenstückes *f* mit Gummi bekleidet. Aus Fig. 836 II ist ersichtlich, wie die frei hervorragenden Nadelenden von dem Schleifsteine angegriffen werden, und zwar hat man die Axe *h* der Zuführungsscheibe nicht genau rechtwinkelig zu der Axe des Schleifsteines, sondern um einige Grad hiervon abweichend gelagert, um zu erzielen, daß die Enden der Drähte mehr angegriffen werden, als die hinterhalb gelegenen Theile, wie dies zur Erreichung der gewünschten Spitzen erforderlich ist

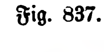
Fig. 836 I. Fig. 836 II.

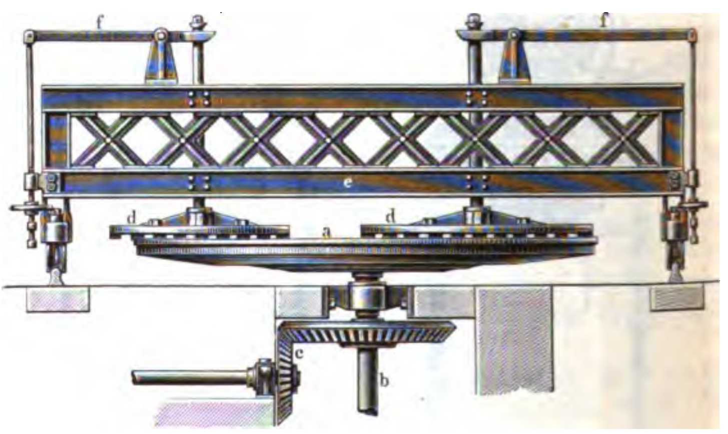


Die in solcher Art geschliffenen Nadeln rollen bei *g* auf der geneigten Ebene herab, während bei *e* zeitweise Nadeln neu vorgelegt werden. Die Zuführungsscheibe macht nur etwa einen Umgang in der Minute, wodurch ungefähr 500 Nadeln an dem Schleifsteine vorübergeführt werden, der in derselben Zeit bis zu 1500 Umgänge macht. Das Schleifen geschieht hierbei zur Vermeidung von Rostbildung immer trocken, die beträchtliche Erwärmung, welcher die Nadeln in Folge hiervon ausgesetzt sind, ist deswegen unschädlich, weil die Nadeln erst später gehärtet werden. Zur Absaugung des sich bei diesem Schleifen bildenden Stein- und Stahlstaubes wendet man kräftige Ventilatoren an, welche die Luft in eine nahe der Arbeitsstelle des Schleifsteines befindliche Auffangedüse hinein saugen, und durch weite

Kammern hindurch treiben, wo den festen Theilchen Gelegenheit zum Absetzen gegeben ist.

Schließlich möge hier auch derjenigen Maschinen gedacht werden, deren man sich in den *Spiegelfabriken* bedient, um die rauhen Oberflächen der gegossenen Glastafeln eben zu schleifen. Diese Tafeln werden mit Gips auf einer großen kreisrunden Scheibe *a*, Fig. 837, befestigt, die auf dem oberen Ende der stehenden Welle *b* angebracht ist und mittels der Kegelräder *c* langsam umgedreht wird. Zum Schleifen dienen zwei kleinere Scheiben *d*, deren senkrechte Axen in dem rahmenartigen Gestelle *e* gelagert und mittels der Hebel *f* so aufgehängt sind, daß sie nur mit mäßigem Drucke auf die darunter befindlichen Glastafeln drücken. In Folge der zwischen dem Glase und den Schleifscheiben *d* stattfindenden Reibung werden die


Fig. 837.



letzteren um ihre Axen gedreht, sobald die untere Scheibe in Umdrehung gesetzt wird, und vermöge dieser doppelten Drehung wird der auf das Glas gebrachte Schleifsand so gleichmäßig über alle Punkte der zu schleifenden Tafeln geführt, daß in Folge dessen die Fläche eben geschliffen wird. Damit der Schleifsand besser unter die Scheiben *d* gelangen könne, sind dieselben auf den unteren Flächen mit einzelnen hervorragenden eisernen Klötzchen versehen. Der gedachte Vorgang wird mehrere Male mit verschiedenen Sandsorten von allmählich zunehmender Feinheit so lange wiederholt, bis die geschliffene Fläche glatt genug geworden ist, um ihr in ähnlicher Weise mittels der feinsten Polirmittel den gewünschten hohen Glanz zu ertheilen. Das Poliren ist also streng genommen nichts anderes als ein fortgesetztes Schleifen, wodurch die feinsten Theilchen abgerieben werden.

§. 207.

Hartig's Versuche. Zur Ermittelung des Kraftbedarfs und der Leistung der Drehbänke, Bohr- und Fräsmaschinen, sind von Hartig[1]) eingehende Versuche angestellt worden, deren Hauptergebnisse hier in derselben Art angeführt werden mögen, wie es in §. 164 bezüglich der Hobelmaschinen geschehen ist.

Hiernach ist zunächst die Leergangsarbeit von Drehbänken außer von der Geschwindigkeit und den Abmessungen der bewegten Theile, namentlich auch von der Anzahl der Zahnradübersetzungen zwischen der Antriebswelle und der Drehbankspindel abhängig und die folgende Zusammenstellung aus den angestellten Versuchen abgeleitet.

Leergangsarbeit N_0 in Pferdekräften der Drehbänke bei n Umdrehungen in der Minute.

Anzahl der Zahnradübersetzungen	Ausführung		
	leicht	mittel	schwer
0	$0{,}05 + 0{,}0005\,n$	$0{,}10 + 0{,}0023\,n$	$0{,}25 + 0{,}0041\,n$
2	$0{,}05 + 0{,}0012\,n$	$0{,}10 + 0{,}015\,n$	$0{,}25 + 0{,}053\,n$
3 oder 4	$0{,}05 + 0{,}05\,n$	$0{,}13 + 0{,}11\,n$	$0{,}25 + 0{,}18\,n$

Die zur eigentlichen Nutzarbeit verwendete Arbeit kann passend wieder durch $\varepsilon G = N_1$ Pferdekraft ausgedrückt werden, wenn G das Gewicht der in einer Stunde abgetrennten Metallspäne bedeutet, während es sich empfiehlt, bei der Bearbeitung von Holz diese Arbeit gleich εV zu setzen, unter V das Volumen des abzuschälenden Holzes in Cubikmetern verstanden. Der Werth ε ergab sich für das Drehen kleiner als für das Hobeln, was dadurch erklärt wird, daß beim Abdrehen die Späne leichter vom Stichel wegzuführen sind. Eine Abhängigkeit des Werthes ε von dem Spanquerschnitt bei Gußeisen, wie sie sich bei dem Hobeln zeigte, ließen die Versuche nicht erkennen. Nach denselben ist im Mittel anzunehmen für

Graues Gußeisen . . . . $\varepsilon = 0{,}069$ Pfkrft. ($f = 2{,}80$ qmm)
Schmiedeisen . . . . . . $\varepsilon = 0{,}072$ „ ($f = 1{,}00$ „)
Stahl . . . . $\varepsilon = 0{,}104$ „ ($f = 1{,}72$ „)
für je 1 kg Späne in der Minute, während man für
Holz . . . . $\varepsilon = 10$ Pfkrft. ($f = 0{,}88$ qmm)

[1]) Mittheilungen d. Sächs. polyt. Schule zu Dresden, Heft 3, 1873.

Kamme
setzen g
Sch
man si
gegosse
einer
Ende
langsa
deren
mittel
auf d
dem

le
g
g
T
d
a
t

›m stündlich abzulösendes Holz annehmen kann. Die in Klammern Werthe bedeuten die Mittelwerthe der bei den Versuchen beob- panquerschnitte.

›irkungsgrad $\mu = \frac{N - N_0}{N}$ bewegte sich für die größte Leistung ›änke zwischen 0,563 und 0,843 und berechnete sich im Durch- 0,674.

›eschwindigkeiten betrugen bei denjenigen Versuchen, welche der Leistung entsprachen, bei

ßeisen	Schmiedeisen	Stahl	Holz
103	106	38,4	12300 mm
— 160)	(79,4 — 123)	(24,8 — 45,5)	(1430 — 12500)

mittlere Schnittgeschwindigkeit beim Schneiden schmiedeiserner ›en mittels der Kluppe war 28 mm.

vorstehende Tabelle A. enthält die hauptsächlichsten Ergebnisse der hbänken angestellten Versuche.

den Bohrmaschinen ergaben sich für den Leergang die nachstehen- rmeln, in denen n die Umdrehungszahl der Bohrspindel und n_1 die- der Vorgelegswelle in der Minute bezeichnet:

Pferdekraft

›ohrmaschinen ohne Zahnräderantrieb $N_0 = 0,0006\, n_1 + 0,0005\, n$

„ mit Räderbetrieb der Spindel . . . . $N_0 = 0,0006\, n_1 + 0,001\, n$

Radialbohrm. ohne Rädervorgelege . . $N_0 = 0,0006\, n_1 + 0,004\, n$

„ mit „ $N_0 = 0,04 + 0,0006\, n_1 + 0,004\, n$

›i den Cylinderbohrmaschinen kann wegen der kleinen Umdrehungszahl Bohrspindel die Leergangsarbeit vernachlässigt werden.

›ie zum eigentlichen Bohren erforderliche Nutzarbeit hängt außer von Widerstande, der sich dem Abtrennen des Spanes entgegensetzt, nament- von der Reibung ab, welche die Bohrspäne an der Wandung des Bohr- ›s finden. Der letztere Widerstand ist verhältnißmäßig um so größer, ›einer der Durchmesser d des Bohrloches ist, so daß man ihn umgekehrt portional mit d annehmen und den Arbeitsbedarf ε für je 1 ccm stünd- ausgebohrten Raumes zu

$$\varepsilon = \alpha + \frac{\beta}{d}$$

nehmen kann. Bezüglich der Werthe von α und β gelangt Hartig aus nen Versuchen zu folgenden Regeln. Es ist für jeden Cubikcentimeter des ›ndlich auszubohrenden Raumes:

für Spitzbohrer in Gußeisen, trocken, $d = 10$ bis 50 mm, bis 50 mm Lochtiefe:

$$\varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}001}{d} \text{ Pfkft.},$$

für Spitzbohrer in Schmiedeisen mit Oel, $d = 10$ bis 50 mm, bis 50 mm Lochtiefe:

$$\varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}04}{d} \text{ Pfkft.}$$

Ferner hat man bei dem Bohren in Holz für je 1 cbm stündlich ausgebohrtes Material bei der Anwendung von Centrumbohrern von 10 bis 100 mm Durchmesser und bei Lochtiefen bis 150 mm:

für Fichtenholz . . . $\varepsilon = 7{,}6 + \frac{1000}{d}$ Pfkft.

„ Erlenholz . . . . $\varepsilon = 28{,}8 + \frac{2170}{d}$ „

„ Weißbuchenholz . . $\varepsilon = 210 + \frac{2280}{d}$ „

Für Cylinderbohrmaschinen, bei denen nur Gußeisen in Betracht kommt, kann man für je 1 kg stündlicher Spanmenge ebenso wie bei den Hobelmaschinen[1])

$$\varepsilon = 0{,}034 + \frac{13}{f} \text{ Pfkft.}$$

annehmen, wenn f den Querschnitt des Spanes in Quadratmillimetern bedeutet.

Die Tabelle B. enthält die Zusammenstellung der hauptsächlichsten Ergebnisse aus den Versuchen an Bohrmaschinen.

Die mit Fräsmaschinen für Eisen angestellten Versuche, deren Hauptergebnisse in der Tabelle C. (a. S. 1220) wiedergegeben sind, lassen erkennen, daß die Leergangsarbeit wegen der kleinen Umdrehungszahl der Fräsaxe (4,9 bis 33 in der Minute) nur gering ist, dieselbe schwankte zwischen 0,1 und 0,5 Pfkft.

Die eigentliche Nutzarbeit zur Spanbildung kann für je 1 kg zerkleinertes Material gesetzt werden zu

---

[1]) Die in §. 164 angegebene Formel $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$ ergab sich aus den Versuchen an der dort unter Nr. 3 angeführten Hobelmaschine, im Durchschnitt aus allen Versuchen erscheint dagegen der obige Ausdruck $\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f}$.

Tabelle B.

Nummer	Maschine	Durchmesser der Bohrung d mm	Vorschub für eine Umdrehung mm	Schnittgeschwindigkeit mm	Leergangsarbeit N_0 Pfk.	Betriebsarbeit N Pfk.	Wirkungsgrad $\mu = \frac{N-N_0}{N}$	Spanmenge, stündlich G kg	Spanmenge, stündlich V ccm	Arbeit für 1 kg (1 ccm) stündlich ε Pfkft.	Bemerkungen
1	Horizontalbohrmaschine	50	0,14	155	0,12	0,94	0,872	—	673	$0{,}001 + \frac{0{,}04}{d}$ für 1 ccm Schmiedeis.	Erweiterung eines Loches von 24 auf 50 mm Durchm.
2	Kleine Cylinderbohrm.	430	0,80	68,5	0,007	0,207	0,968	2,66	—	0,0725 f. 1 kg Gußeisen	Aeltere Construction
3	Radialbohrmaschine . .	12,5	0,088	99,6	0,45	0,54	0,167	—	101	0,00132 f. 1 ccm „	
4	desgl. große	50	0,111	94	0,31	0,68	0,544	—	508	0,00107 f. 1 ccm „	$\varepsilon=0{,}00125$ f. Bronze $\varepsilon=0{,}00150$ „ Stahl $\varepsilon=0{,}00186$ „ Kupfer $\varepsilon=0{,}00312$ „ Schmiedeisen
5	Langlochbohrmaschine .	50,5	0,85[1]	98	0,15	0,42	0,643	—	184	0,00112 f. 1 ccm „	$\varepsilon=0{,}00072$ „ „
6	Kleine Holzbohrmasch.	101	0,20	4730	0,265	1,86	0,857	—	0,091 cbm	$7{,}6 + \frac{1000}{d}$ für 1 cbm Fichtenholz	$\varepsilon=28{,}8+\frac{2170}{d}$ für 1 cbm Erlenholz $\varepsilon=210+\frac{2280}{d}$ für 1 cbm Weißbuche
7	Holzlanglochbohrmasch.	100	0,037	5290	1,70	3,74	0,545	—	0,035 cbm	18 für 1 cbm Erlenholz	Zwei Vorgelegswellen

[1]) Diese Zahl giebt den Vorschub des Bohrers in der Richtung der Spindel bei jedem Wechsel der Längsbewegung an.

Tabelle C.

Nummer	Maschine	Schnitthöhe mm	Schnittbreite mm	Schnittgeschwindigkeit mm	Leergangsarbeit N_0 Pfk.	Betriebsarbeit N Pfk.	Wirkungsgrad $\mu = \frac{N-N_0}{N}$	Spanmenge stündlich kg	Arbeit für 1 kg Späne stündlich ε Pfk.	Bemerkungen
1	Kleine Fräsmaschine .	2,8	0,165	92	0,10	0,19	0,474	2,01	0,05 für weiches Gußeisen 0,239 für Gußrinde	Zähnezahl der Fräse = 16 Vorschiebung für eine Umdrehung = 2,64 mm
2	Fräsmaschine	3,8	0,24	85	0,268	0,669	0,599	4,28	0,095 bis 0,193 für Gußeisen	Durchmesser der Fräse 320 und 330 mm
3	Räderschneidmaschine .	Spanquerschnitt 0,025 qmm		200	0,108	0,282	0,617	0,62	0,26 für Gußeisen	Zähnezahl der Fräse = 53 Vorschiebung für eine Umdrehung = 0,724 mm

